



BIBLIOTECA DEL AUTOMOVIL

PREPARACION DE MOTORES DE SERIE PARA COMPETICION

STEFANO GILLIERI

ediciones
ceac

La mecánica de competición es el “laboratorio” donde se ponen a prueba las mejoras tecnológicas que después se aplicarán a los automóviles de serie. Por lo tanto, las competiciones automovilísticas trascienden al mero hecho deportivo y tienen unas consecuencias prácticas en la evolución técnica del automóvil. El presente libro estudia con todo detalle la transformación de los motores de serie para adecuarlos a la competición, un tema que interesará no sólo a los aficionados al mundo del motor, sino también a los mecánicos que deseen conocer las modificaciones que se realizan en un motor de serie para poder entrar en el mundo de la competición.

ISBN 84-329-1153-4



9 788432 911538

BIBLIOTECA DEL AUTOMOVIL

PREPARACION DE MOTORES DE SERIE PARA COMPETICION

STEFANO GILLIERI

ediciones
ceac

Sumario

Prólogo	7
Introducción	9
Un día en las carreras	12
Otras competiciones	14
Constitución de un monoplaza	16
Otros campeonatos	22
1. Los caminos para el aumento de potencia	25
La preparación de motores de competición	28
2. El bloque de cilindros	31
Limpieza y desincrustación de bloques	32
Pulido interior de bloques	33
Reforzado de la línea de bancada	35
Tarjetas de los semicojinetes en el mismo plano	35
Rectificado del plano de la superficie superior	38
Fileteado de los bloques	38
Preparación del bloque	39
Taladrado del bloque	41
Roscado del bloque	41
Desmontaje de los pernos, tapones y registros	42
Tapones obturadores del bloque	42
Trabajos en las camisas de los cilindros	45
Trabajos en la lubricación	59
3. Las bielas en los motores de competición	73

4. Cojinete de línea y de cabeza de biela	85
Trabajo práctico con los cojinetes antifricción	89
5. Los pintores y sus aros	101
Trabajos prácticos de reducción del peso de los pistones.....	105
Los aros o segmentos	125
Trabajos prácticos en los aros.....	128
6. La culata	131
La cámara de combustión y sus preferencias.....	131
Las válvulas: sus asientos y guías	151
Los conductos de admisión y escape	162
Los pernos de fijación de las culatas	169
7. Las válvulas y sus muelles.....	173
Las válvulas	173
Los muelles de válvula	186
8. Accionamiento de las válvulas. El eje de levas	199
El árbol de levas	205
Elección de un árbol de levas.....	208
Elementos de accionamiento de las válvulas	212
Puesta a punto de la distribución	218
9. Cigüeñal y volante de inercia	225
El árbol cigüeñal y los trabajos de mejoramiento	226
El volante de inercia	231
10. Colectores y tubos de escape	239
Silencioso	246
11. El sistema de refrigeración.....	249
La refrigeración en los motores de competición	249
12. Técnicas especiales de acoplamiento y prueba de motores	253
Acoplamientos entre el motor y la caja de cambios	253
Prueba de motores	256

Prólogo

Nuestra Editorial se ha distinguido, a lo largo de su ya dilatada experiencia en la publicación de libros técnicos (con especial atención al tema de los motores y del automóvil), por la aportación de interesantes títulos dedicados a la problemática que se deriva de la preparación de motores de competición y a la transformación y mejora de los mismos a través del trucaje.

Al paso de los años vemos con satisfacción que los buenos aficionados al mundo del motor están cada vez más interesados por conocer los secretos de los motores que, dedicados al exclusivo fin de la competición, pueden alcanzar unos valores de potencia extraordinarios, muy por encima de lo esperado dado sus relativamente reducidas cilindradas. Ello nos ha animado a interesarnos por este tema y el fruto de este interés es el presente libro. Nuestro objetivo ha sido redactarlo y estructurarlo con el fin de poner de manifiesto los principales «camino», más o menos secretos, que siguen en sus talleres los mecánicos actuales especializados en la competición, para conseguir estos espectaculares aumentos de potencia.

Aunque la preparación de un automóvil de competición debe atender, en nuestros días, muchos factores que comportan tanto o más compromiso que el mismo motor, en el presente libro y tal como indica su título, hemos centrado toda nuestra atención en el hecho de describir los trabajos que es preciso realizar solamente en el motor y, más concretamente, en su parte puramente mecánica. Por lo tanto, entra dentro de nuestro objetivo dedicar otros libros a otras partes más o menos comprometidas del vehículo de competición y así, por ejemplo, ya hemos editado el libro *La suspensión. Automóviles de competición* del prestigioso autor Orlando Ríos, en el que tratamos exclusivamente de este tema, de tanta importancia en el automóvil de competición de la última década del siglo XX.

También se está preparando otro texto, complementario del presente, dedicado a las modificaciones precisas en el sistema de encendido y en la inyección de gasolina de los motores preparados para competición, en el que dejaremos estruc-

turada la descripción general del conjunto de técnicas que intervienen en la preparación integral del vehículo de competición hasta el punto máximo de sus posibilidades.

Así pues, por el momento, este libro está dedicado al tema general de la mecánica de los motores de competición, en el sentido de la transformación de los motores de serie para conseguir sacar de ellos el máximo rendimiento, de modo que se pueda elevar su potencia hasta valores que los hagan aptos para ser incorporados en los vehículos de competición.

Esperamos que el presente libro sea un buen auxiliar para el aficionado y, en especial, para el mecánico interesado en completar su formación en un tema tan apasionante como el de las modificaciones y mejoras que es preciso llevar a cabo en la parte mecánica del motor de cuatro tiempos. Está pues realizado con el objetivo de satisfacer a los profesionales mecánicos competentes que quieran trabajar en el comprometido arte de la preparación de motores para carreras.

Lógicamente, será el propio autor quien nos prestará la debida información sobre las características y condicionamientos que definen lo que son los motores de alta potencia y sus arquitecturas técnicas, así como sus posibilidades de aplicación en la práctica. Dejémosle pues a él la palabra y demos por terminado este prólogo, en el que hemos pretendido introducir al lector en el planteamiento del libro.

Introducción

Adentrados ya en la década de los años noventa, cuando el automóvil ha cumplido debidamente su primer siglo de existencia y al amparo de su indiscutible aceptación —y consiguiente masificación—, el automóvil se nos muestra ahora como una de las más extraordinarias máquinas creadas por el hombre a lo largo de su aún corta vida tecnológica. De hecho, en el automóvil moderno, bajo ese capó que contiene toda su unidad propulsora, se establece una completa enciclopedia de todos los grandes descubrimientos obtenidos por el hombre. Así, podemos encontrar la aplicación de la electricidad en su más refinada acepción, es decir, en la aplicación de las centrales electrónicas; las últimas técnicas en la extracción de la energía de los derivados de los hidrocarburos; el desarrollo particular de materiales sometidos a esfuerzos extraordinarios: las pastillas de frenos, los neumáticos y sus gomas, los equipos de suspensión, los turbocompresores, etcétera.

Por si ello fuera poco, el automóvil ha adoptado técnicas que hace unos años parecían ajenas a su aplicación en un vehículo de dimensiones más bien reducidas. Nos referimos, por ejemplo, al aire acondicionado y toda la problemática de la obtención de frío, y a los diversos y sofisticados sistemas de autocontrol, autodiagnóstico, autorregulación de las frenadas y de los movimientos giroscópicos del vehículo y un sinfín de importantes adelantos que, en la gran mayoría de los casos, ni siquiera el propio conductor suele conocer ni sospechar.

Afortunadamente, en la actualidad, un vehículo de serie, a partir de la gama media, cuenta con tantos y tan importantes adelantos técnicos que lo convierten en una de las más atractivas máquinas creadas por el hombre, dentro de aquellas que se hallan al alcance de sus posibilidades.

Gran parte de los adelantos técnicos de la envergadura de los que se acaban de insinuar en el terreno de la mecánica y la electricidad, han madurado en los técnicos constructores de automóviles de carreras. Sobre los planos han respondido al reto de hacer motores cada vez más potentes dentro de reducidas cilindradas,

aprovechando las posibilidades de las leyes termodinámicas de la física, resolviendo problemas de materiales para mejorar la fiabilidad de los mecanismos y solucionando los problemas que las concepciones tradicionales del motor presentaban.

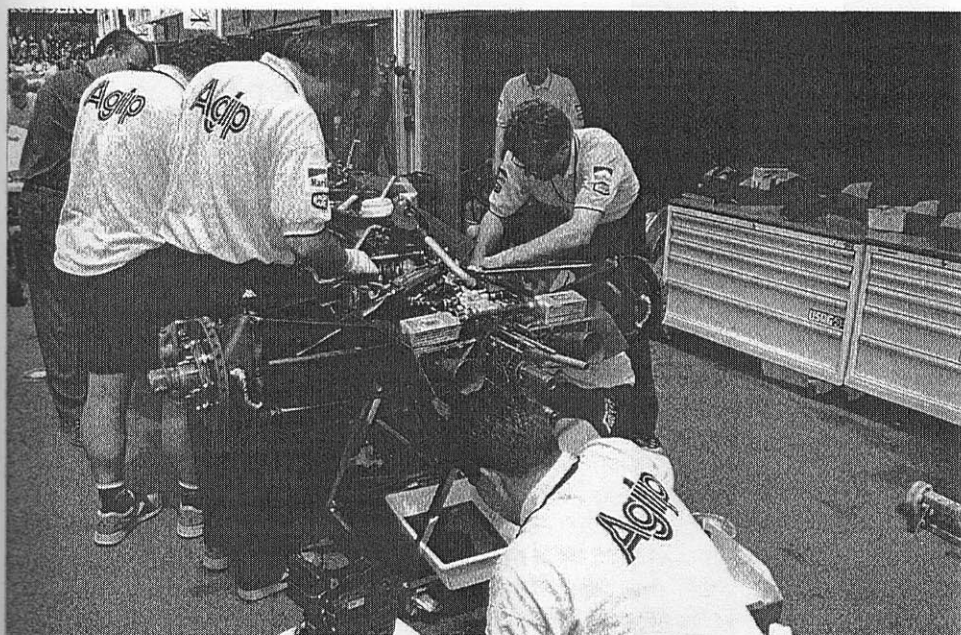
De todo ello ha dado fe manifiesta, a través de los años, el desarrollo de las carreras de automóviles, especialmente en lo relativo a los automóviles de Fórmula y a los de rally. Además, de ello se han visto favorecidos los automóviles de serie que, poco a poco, han ido adoptando sistemas y mecanismos que fueron utilizados por los automóviles de competición, en muchos casos en décadas anteriores y, en otros, en un tiempo más corto. Así pues, además de la publicidad, de las banderas, de las más o menos fingidas enemistades entre los pilotos y las rivalidades declaradas entre las escuderías; además de toda la parafernalia que lleva consigo la realización del gran espectáculo que en definitiva son los Grandes Premios, también hemos de tener en cuenta que los monoplazas que salen a la pista están experimentando en ese momento una serie de nuevas técnicas que serán, a su vez, la base de los nuevos proyectos de los que se aprovechará el futuro automóvil de serie. Conocer a fondo, hasta el punto en que ello sea posible, lo que se experimenta en el mundo de la competición es tener una idea anticipada de cómo será el automóvil del inmediato futuro.

Los ingenieros que trabajan en los motores de competición, no sólo han de tener unos profundos conocimientos de las características teóricas del motor y de los demás componentes de un automóvil, sino que también deben poseer una gran imaginación creadora, gracias a la cual puedan experimentar nuevos procedimientos para mejorar todo lo fabricado con anterioridad. En los vehículos de Fórmula, al tener una cilindrada máxima fija y un peso mínimo también establecido, solamente el ingenio en la aplicación de nuevos mecanismos o dispositivos más perfectos puede aportar mayor número de caballos de potencia y eso es, precisamente, lo que se pretende: para ganar carreras hay que tener una máquina más potente que el adversario, pero, además, que pueda asimilar y dosificar con mayor rapidez y eficacia esta potencia.

Por otra parte, a estos factores hay que añadir la premura de tiempo con la que hay que actuar. Los equipos, para ser competitivos, se ven en la necesidad de presentar novedades cada temporada, de modo que los ingenieros deben aportar constantemente, para no verse superados por las escuderías rivales, nuevas y más efectivas mejoras en las mecánicas, los cambios de velocidades, las suspensiones o en la misma aerodinámica. De ahí que, desde el punto de vista técnico, el mundo de la competición resulta uno de los más dinámicos dentro de la actividad mecánica, y es enorme el caudal de patentes a que da lugar de año a año y de los avances que luego se comercializarán en los automóviles de serie.

Así pues, además de su colorido y de toda la enorme trivialidad que se concreta en el fabuloso espectáculo de una competición de Fórmula 1 o del Campeonato nacional o internacional de rallies, por ejemplo, cabe asegurar que bajo todo ello existe el trabajo duro, constante y serio de los más escogidos profesionales, que han vertido su vocación en el diseño de elementos mecánicos para automóviles y todo su ingenio en la consecución de los mejores resultados.

En el presente libro vamos a ocuparnos de la técnica que se desarrolla en la



Mecánicos de Fórmula 1 trabajando en los boxes.

preparación y transformación de los motores para adecuarlos a la competición. No obstante, este tema comporta bastantes problemas porque, dada la gran competencia que debe existir entre los equipos, los logros obtenidos se mantienen en el más estricto secreto y son celosamente preservados de cámaras y de periodistas. De hecho, lo que se persigue es conservar oculta, el mayor tiempo posible, la causa que está otorgando la supremacía en el campeonato o en determinados circuitos.

Por esta razón cualquier libro sobre la mecánica de los coches de Fórmula y de competición en general, del tipo del Campeonato del mundo, resulta en cierto modo obsoleto pues sólo hacen públicos los datos fundamentales de sus innovaciones cuando han pasado a ser del dominio público y ya resulta innecesario, cuando no imposible, mantenerlos en secreto.

No obstante, vamos a considerar en el presente libro las bases que determinan la creación de las mecánicas y de todos los elementos que las acompañan en un coche de competición. Ello con objeto de que sirvan adecuadamente al aficionado a la mecánica para comprender cómo es posible que un pequeño motor turboalimentado, de una cilindrada no superior a los 1.500 cm³, pueda alcanzar potencias superiores a los 850 CV, o, cómo en el caso de la nueva Fórmula, cuando se limitaron las presiones de los turbos, resultaron más convenientes los motores atmosféricos de 3 litros, los 780 CV, con los que cuentan los coches de Fórmula 1 de los años noventa.

Un día en las carreras

El público no especializado en el mundo de las carreras puede creer que la potencia de los motores es la base principal de un coche ganador. Sin embargo, son muchos los entresijos por los que se mueven los profesionales de este tipo de competiciones, en los que se demuestra que son también muchos los factores que hoy en día deben unirse y coordinarse para conseguir hacer de un coche de Fórmula un coche campeón y que, entre estos factores, la presencia de un motor muy potente no será un factor del todo determinante. Es necesario tener en cuenta decenas de factores que cooperan al buen éxito final de la carrera de una forma más responsable de lo que pudiera parecer.

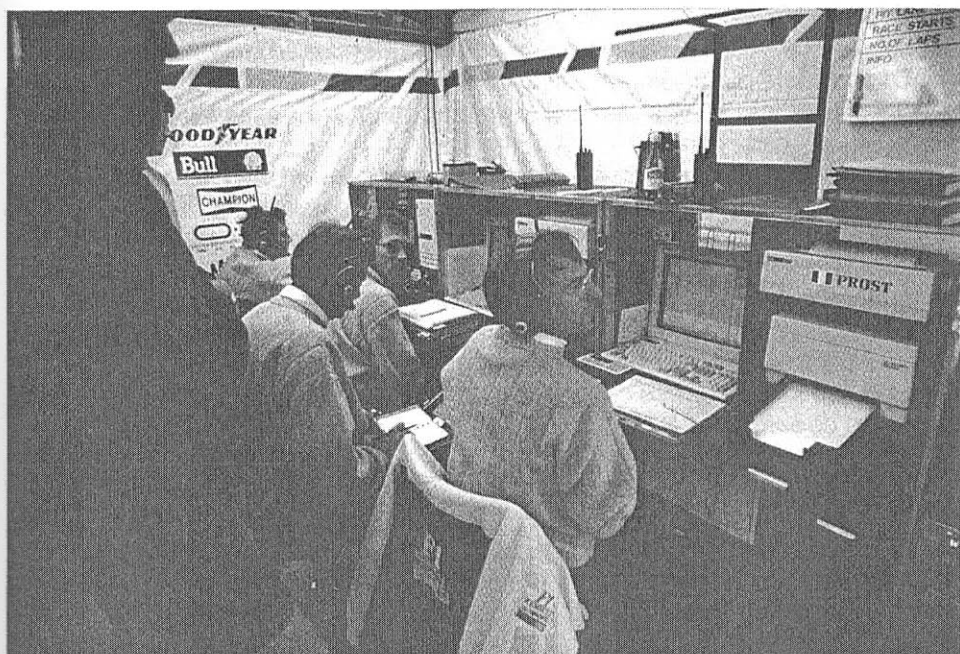
También puede creer el buen aficionado que el día de la carrera es el día más apasionante, no ya desde el punto de vista deportivo sino también desde el punto de vista técnico. Sin embargo, ello no es totalmente así ya que, en la competición, hay un trabajo previo de adaptación de los vehículos a la pista que constituye la parte técnica más importante de toda carrera y que el público ignora pues se realiza durante los entrenamientos. El trabajo que en este sentido se efectúa en los boxes por parte de ingenieros y mecánicos es el más interesante de una carrera, y para los aficionados a la mecánica el que sin duda alguna reviste mayor interés.

Vamos a olvidarnos de este tema e intentar describir el ambiente del público y las evoluciones de los pilotos, en unos boxes, un aparentemente tranquilo jueves, faltando todavía tres días para la realización de la prueba. Ahora es poquísimo el público que se ha dado cita en las tribunas o en la «pelouse» y parece que su aburrimiento no tiene límites.

Sin embargo, es en cada uno de los boxes donde existe una actividad frenética y también sumamente responsable y difícil para conseguir la adaptación del coche de competición a las características del circuito. Ahora, los ingenieros y sus ordenadores están trabajando con intensidad para conseguir optimizar al máximo las condiciones de sus monturas.

Los primeros problemas que se presentan, cuando un determinado circuito no es conocido por un equipo, o cuando se ha variado su trazado de una manera importante con respecto a la última carrera allí realizada, consisten en la adaptación de las relaciones del cambio de marchas al nuevo trazado y al grado de adherencia del piso, unido al estudio y puesta a punto de la aerodinámica. Facilitando al ordenador una minuciosa información sobre las curvas y rectas del circuito, de acuerdo con un programa informático ya establecido, se podría averiguar que para conseguir la «pole position» el monoplaza debería realizar por ejemplo una velocidad promedio de 160 km/h. De esta forma, y de un modo teórico, podrían conocer los ingenieros la velocidad máxima que en cada marcha del cambio debía conseguirse en cada uno de los trazados parciales del circuito (rectas, curvas, chicanes, etc.) y establecer una primera hipótesis de trabajo para calcular las relaciones del cambio. Pero para ello se precisaba también disponer de los datos de los encargados de los neumáticos, con el fin de conocer sus consejos sobre la adherencia del piso.

Por lo tanto, los proveedores de neumáticos medían la granulometría del asfalto para considerar su grado de abrasividad y realizar sus cálculos para conocer los



Ingenieros consultando el ordenador, durante los entrenamientos previos a una carrera, para considerar los mejores reglajes para el motor y demás órganos de un vehículo de Fórmula.

cambios de neumáticos que el monoplaza iba a necesitar de acuerdo con cada uno de sus tipos de gomas.

Con todos los datos teóricos se podía comenzar a trabajar de un modo práctico. Se preparan las nuevas relaciones del cambio según lo indicado por el ordenador y, los muy expertos, añaden todavía alguna pequeña variante que creen puede beneficiar el comportamiento del monoplaza.

Vistas las velocidades máximas alcanzadas se prepara la aerodinámica y la suspensión, adoptando las posiciones de los alerones que el ordenador aconseja. También se ajusta la inyección y el encendido por medio de ordenador, siempre desde un punto de vista teórico y de acuerdo con las velocidades a que presumiblemente se va a rodar.

Una vez la parte técnica ha realizado este trabajo previo es necesario pasar a probar el monoplaza en la pista, la cual es la verdadera piedra de toque que nos dará la información exacta de la bondad o no de los ajustes iniciales.

En la práctica puede ocurrir que la adherencia de la pista sea mucho mejor de la considerada en principio y, por lo tanto, el monoplaza se muestre mucho más rápido de lo previsto y el desgaste de los neumáticos menor del propuesto al ordenador. En estas condiciones ya se comprueba que las soluciones adoptadas en principio no

eran las óptimas y el monoplaza entra de nuevo en boxes, donde se rectifican los datos dados al ordenador y se efectúan los debidos retoques en la aerodinámica.

De momento puede ser necesario cambiar los alerones delanteros y el ángulo de incidencia de los traseros, con lo que podría conseguirse un aumento de la velocidad máxima en cada tramo.

También se toma la temperatura de los frenos para ver si éstos consiguen trabajar con un grado de calor óptimo. Esto supone considerar muchas veces el tipo de disco y de compuesto de las pastillas, pues los frenos son efectivos en su grado adecuado cuando la temperatura de los mismos se encuentra a valores determinados muy precisos.

Todos estos nuevos datos, una vez introducidos en el ordenador principal, nos van a dar cambios sustanciales en los elementos que hasta ahora se han ajustado, de modo que los mecánicos deberán desmontar y montar de nuevo los elementos que se han de sustituir.

Una vez realizados los cambios, el vehículo vuelve a la pista, esta vez pendiente de los datos obtenidos con anterioridad para compararlos con los que vamos a obtener ahora.

El resultado de todos los datos recogidos confirma o no la bondad de las modificaciones y los mecánicos trabajan para que, al día siguiente, en los entrenamientos cronometrados, se encuentren estos vehículos lo más afinados posible y los pilotos puedan obtener los mejores resultados.

Durante los entrenamientos oficiales continúa la actividad técnica entre ingenieros y mecánicos, siempre con la estrecha colaboración del piloto, el cual debe tener la mayor experiencia posible para saber detectar a tiempo los defectos del monoplaza y dar las explicaciones precisas de los defectos observados tanto en el trazado de las curvas como en las zonas de aceleración y de velocidad máxima.

Los trabajos de afinación continúan hasta conseguir que el monoplaza esté en las mejores condiciones posibles de adaptación a la pista y hasta que los entrenamientos se dan por finalizados.

Otras competiciones

Siempre se le ha dado a la Fórmula 1 el sobrenombre de «Fórmula reina» pues en ella se logran los mayores resultados en competición y es en donde se experimentan las más importantes innovaciones en el terreno de la técnica del automóvil. No en vano la «Fórmula reina» es uno de los espectáculos que mueve más dinero del mundo, lo que puede traducirse en importantes ganancias para los participantes y les permite la realización de los más atrevidos y exclusivos proyectos.

Sin embargo, los aficionados saben muy bien que existen innumerables competiciones de velocidad que pueden llevarse a cabo con aportaciones de capital infinitamente más modestas. Una de estas competiciones es la llamada Fórmula 3000, que parece ser la proveedora de futuros pilotos para la Fórmula 1 y que funciona de modo parecido a la Fórmula 1, pero mucho más modesto y económico.

En este caso, los motores se suelen alquilar a preparadores especializados. El



Vista de una carrera de Fórmula 1 en plena competición.

motor adaptado con más frecuencia en estos monoplazas es el **FORD Cosworth V8**, del que hay preparadores que tienen una enorme experiencia en su puesta a punto. De hecho, la Fórmula 3000 no exige una determinada marca de motores y sólo establece que no sobrepasen ni los 3.000 cm³ ni las 9.000 r/m, lo cual permite que los motores puedan tener una alta fiabilidad en competición y un consumo relativamente moderado.

Los preparadores alquilan los motores y firman un contrato mediante el cual se hacen cargo de las periódicas revisiones de mantenimiento. Sin embargo, cuando el motor ha realizado los 1.500 km precisa de un reacondicionamiento a fondo, trabajo que realiza el preparador, previo pago de los gastos que ello comporte y que pueden ser de dos, tres o más millones, según su estado.

Normalmente, los equipos bien estructurados deben disponer por lo menos de dos motores por monoplaza (y todavía mejor si son tres), de los cuales uno se dedica a los entrenamientos libres y cronometrados, mientras el otro, con menor número de kilómetros, es el que se monta y destina para el día de la carrera.

El reglamento de la Fórmula 3000, dado su deseo de hacer una competición lo más económica posible para los pilotos que están a la puertas de la Fórmula 1, no permite grandes aportaciones técnicas sofisticadas. Por ejemplo, el tipo de neumáticos utilizado es de una sola marca, igual para todos los participantes. Además, en

carrera, sólo está permitido la utilización máxima de diez neumáticos. El consumo de ruedas por lo tanto, debe ser considerado con atención durante la carrera y los cambios de neumáticos han de estar muy bien dosificados. También, en caso de lluvia, sólo existe un monotipo de neumático, que debe calzarse por igual en todos los monoplazas.

Otro elemento importante es la reglamentación sobre frenos, que no admite los discos de carbono ya que éstos deben ser de acero. Las cajas de cambios suelen ser de cinco velocidades. Los chasis son de fibra de carbono y abundan las piezas fundidas en magnesio.

Con todo ello, el presupuesto de un equipo de Fórmula 3000 es considerable, pero asequible, si se cuenta con un buen patrocinador, para que un piloto pueda realizar holgadamente una campaña completa y participar activamente en todas las carreras del calendario.

Constitución de un monoplaza

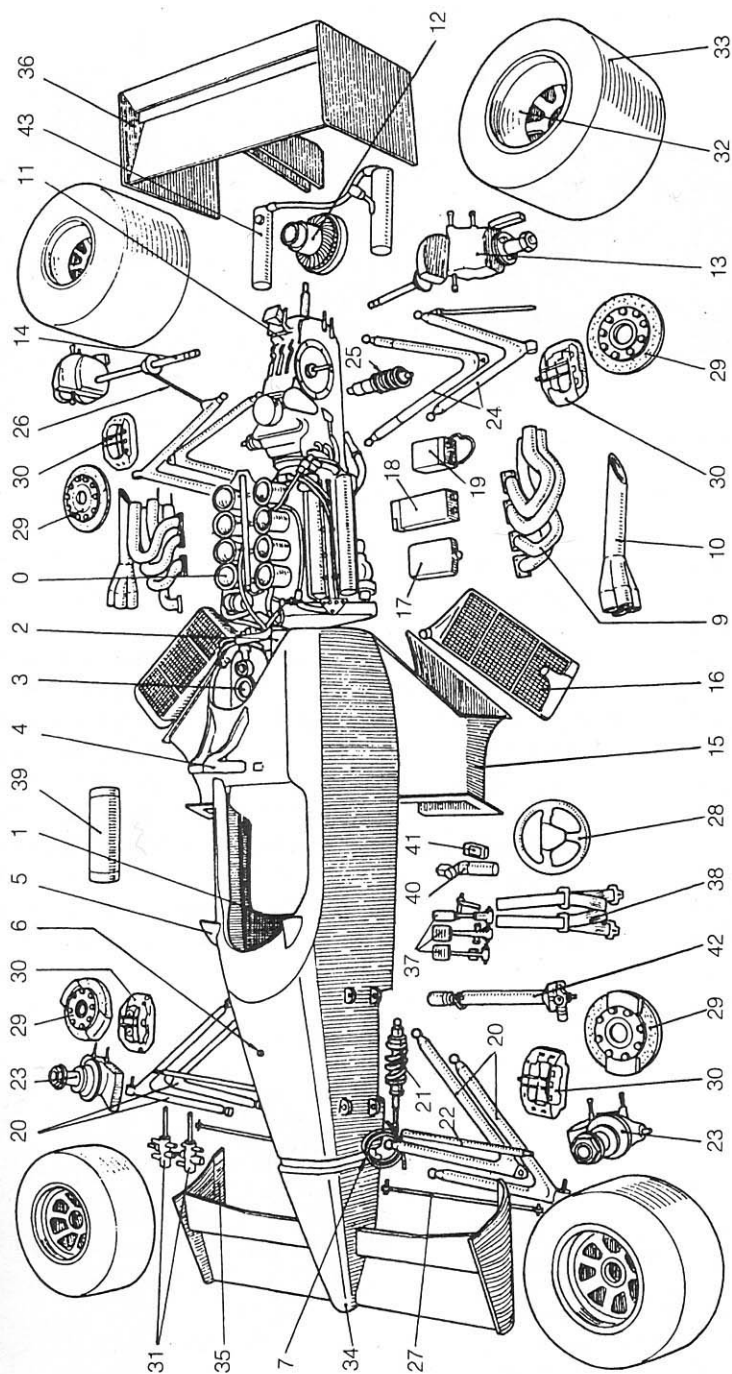
Puesto que en un coche de Fórmula la única aspiración de sus constructores es la de conseguir la máxima velocidad, es lógico que esté desprovisto de un gran número de piezas que serían indispensables en un modelo de turismo. En la Figura 1 podemos observar el número relativamente reducido de elementos que forman parte de un monoplaza.

La carrocería (1) forma a la vez el chasis y el «copick» o lugar ocupado por los mandos y el piloto. Se trata pues, de un monocasco.

Tras el lugar ocupado por el piloto se encuentra el depósito de combustible (2) con sus bocas de llenado (3).

En la parte superior de esta carrocería figura la reglamentaria barra antivuelco (4) para la protección del piloto en caso de accidente. Podemos observar también la

Figura 1. Despiece general de los componentes que forman un monoplaza de Fórmula 1 preparado para competición. (1) conjunto de la carrocería monocasco que forma a su vez el chasis. (2) depósito de combustible. (3) bocas de llenado del depósito de combustible. (4) barra cabezal antivuelco. (5) retrovisores incorporados. (6) extremo de la antena de transmisión de datos. (7) latiguillos de freno. (8) motor. (9) conjunto de los tubos colectores de escape. (10) tubo de escape cuatro en uno. (11) caja de cambios y diferencial. (12) conjunto del diferencial autoblocante. (13) mangueta trasera con semieje de transmisión y cierre de apriete central para la rueda. (14) semieje de transmisión. (15) embocadura del aire de refrigeración. (16) radiadores de refrigeración para el líquido de refrigeración y para el aceite. (17) centralita electrónica de control de la inyección (18) centralita electrónica de control del encendido. (19) batería de 6 A/h. (20) triángulos de la suspensión delantera. (21) amortiguador delantero. (22) tirante de empuje fabricado con titanio. (23) manguetas de titanio con ajuste automático y apriete central de la rueda. (24) triángulos de la suspensión trasera. (25) amortiguador de la suspensión trasera. (26) tirante de convergencia. (27) brazos de la dirección. (28) volante de la dirección. (29) discos de freno de cada una de las ruedas. (30) armadura de las pinzas de freno. (31) cilindros principales de los frenos. (32) llantas de magnesio. (33) neumáticos de competición. (34) *spoiler* delantero con morro incorporado. (35) laterales del *spoiler*. (36) *spoiler* trasero. (37) conjunto del pedalier de titanio. (38) arnés de seguridad. (39) extintor. (40) botella de oxígeno con manómetro. (41) disparador del extintor y de la botella de oxígeno. (42) bomba de combustible dotada de microfiltro. (43) pequeños radiadores para la refrigeración del aceite.



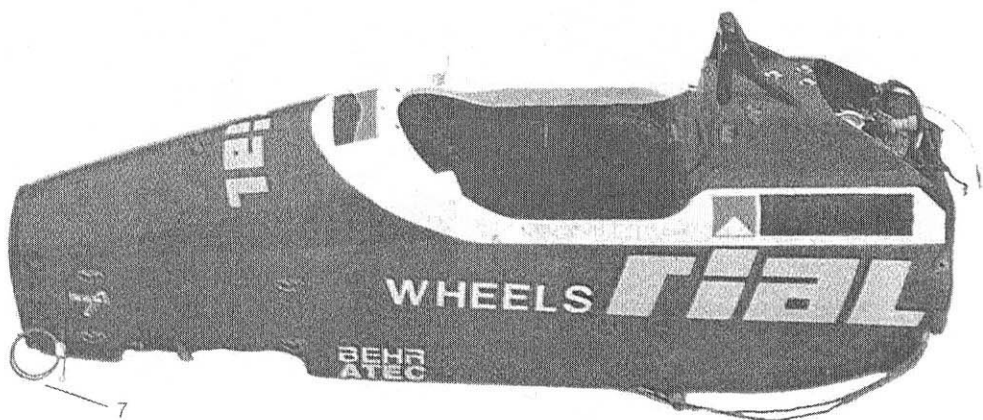


Figura 2. Conjunto de la carrocería de fibra de carbono de un monoplaza. (7) latiguillos de freno.

posición de los retrovisores (5), así como de la antena del transmisor (6) para conseguir la medición de la velocidad cada vez que pasa por la línea de meta, a través de una onda de radio.

En la Figura 2 puede verse el conjunto de la carrocería a la que se aplican también los latiguillos del freno (7) incorporados al conjunto hidráulico del mismo. El empleo de materiales ligeros hace que todo este conjunto pese alrededor de los 60 kg solamente consiguiendo así un peso muy reducido del conjunto del monoplaza. En la Figura 3 tenemos un típico depósito de gasolina, fabricado en Kevlar y goma, irrompible, y que protege debidamente el combustible en caso de accidente, impidiendo su salida. Estos depósitos suelen tener capacidad para unos 200 litros de combustible, los suficientes para una carrera, y suelen estar fabricados con las mismas medidas de la carrocería para su mejor y más perfecta adaptación y mayor aprovechamiento del espacio disponible.

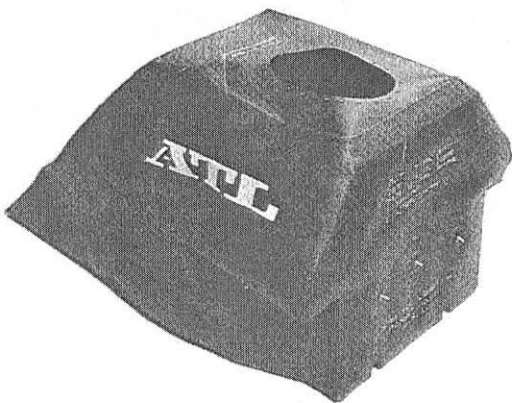


Figura 3. Conjunto del depósito de combustible indeformable construido con Kevlar, de elevado coste económico. Su capacidad suele ser de alrededor de los 200 l, lo cual se corresponde a la duración de una carrera en la que los monoplazas suelen superar ampliamente el consumo de los 63 l a los 100 km.

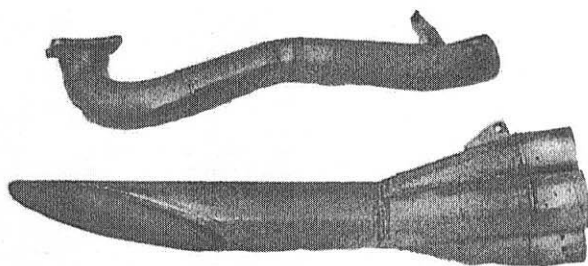


Figura 4. Colector individual de escape y tubo de escape (en la parte baja).

En la figura 1 vemos que se ha señalado con (8) el elemento más caro del monoplaza, esto es, el conjunto del motor. En este caso se trata del motor *FORD Cosworth DFZ V-8*, el cual tiene una cilindrada de 3.492 cm^3 , con los que proporciona 550 CV a las 10.200 r/m. Se trata de un motor que no resulta excesivamente potente ni, por lo tanto, competitivo, pero, como se ha visto, el motor no lo es todo en un monoplaza y mucho menos si su comportamiento no tiene la debida fiabilidad.

Junto al motor podemos ver cada uno de los tubos de los colectores de escape, independientes para cada cilindro y para cada una de las líneas de cilindros del motor, así como el tubo de escape (10), en el que confluyen todos los tubos del colector. Estas piezas están construidas con una aleación ligera denominada Inconel, capaz de soportar elevadísimas temperaturas. En la Figura 4 pueden verse, con mayor detalle, estas piezas de expulsión de los gases quemados.

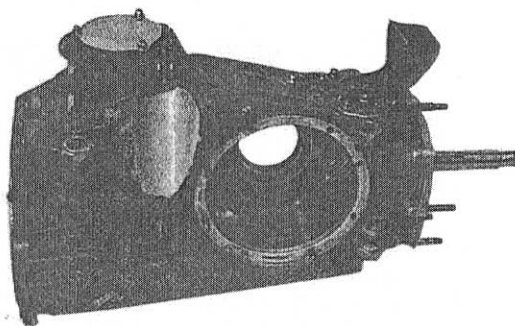
El siguiente elemento mecánico importante es el conjunto del cambio de velocidades (11), en la figura 1. En el interior de la caja de cambios se aloja también el conjunto del diferencial (12). Ésta es una pieza de gran responsabilidad por varias razones: en primer lugar, porque la gran potencia del motor y su elevado par motor hace que deban transmitirse enormes esfuerzos a través de los engranajes y demás dispositivos que intervienen en la caja. En segundo lugar, porque en una carrera resulta casi constante el uso del cambio de velocidades, por lo que este mecanismo se ve muy solicitado y, en consecuencia, debe ser muy robusto, pero con un peso discreto. Esta caja, cuya carcasa se puede ver con mayor detalle en la Figura 5, ha sido construida en magnesio; el volante de inercia y todo el conjunto autoblocante del diferencial se ha construido utilizando titanio.

También en la Figura 6 puede verse el despiece total de los engranajes y del diferencial de este cambio de velocidades.

En la figura 1 observamos (13) el conjunto de la mangueta trasera con el buje y apriete central de titanio, y el semieje de transmisión (14) que hace propulsoras a las ruedas traseras.

Para completar el conjunto del motor cabe destacar también las embocaduras de toma de aire para la refrigeración (15), en cuyo fondo se encuentran los radiadores (16). Estos radiadores son los necesarios para la refrigeración del líquido del circuito de refrigeración (parte inferior) y de refrigeración del aceite (parte superior).

Figura 5. Conjunto de la carcasa del cambio de velocidades y diferencial construida con magnesio.



Forma parte del motor el embrague, de doble disco de fibra de carbono, que sólo pesa, en todo su conjunto, 1,7 kg.

También forman parte del motor la centralita de control de la inyección (17) y la centralita electrónica de control del encendido (18), así como la pequeña batería de acumuladores (19), de una capacidad de 6 amperios/hora.

A continuación vamos a estudiar otra de las partes fundamentales de un monoplaza: los órganos de la suspensión y de los frenos.

Los elementos de la suspensión delantera figuran en el despiece de la figura 1. Las bases de esta suspensión son los triángulos clásicos de los monoplazas (20). Estos triángulos van provistos de un amortiguador (21) y de un tirante de empuje de titanio (22). Los anclajes son sujetados por un extremo al cuerpo de la carrocería, mientras por el otro se unen a la pieza que forma la mangueta (23) delantera.

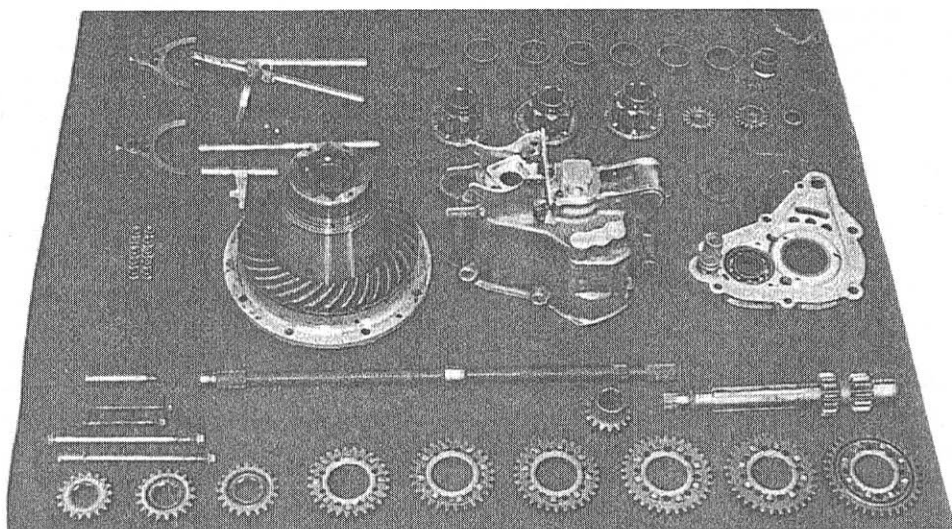


Figura 6. Despiece completo del contenido de la caja de cambios y el diferencial mostrando sus ruedas dentadas, los ejes de los trenes de engranajes y las horquillas de mando.

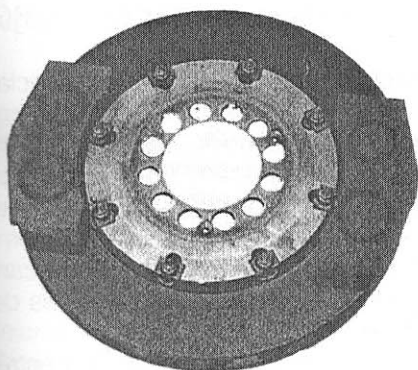


Figura 7. Vista de un disco de freno de carbono sobre el que se apoyan los dos pares de pastillas de freno que deben soportar temperaturas permanentes del orden de los 600 °C.

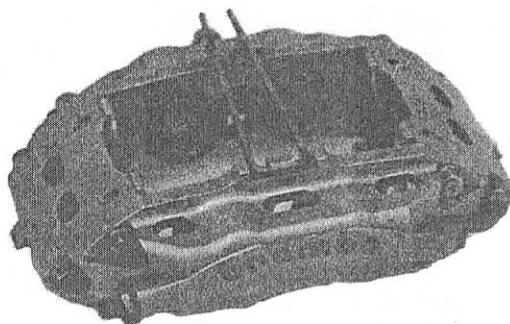


Figura 8. Pinzas de freno de titanio, de la marca italiana BREMBO.

La suspensión trasera consta también de los mismos elementos fundamentales que la delantera: (24) triángulos de suspensión, (25) amortiguador y (26) tirante de convergencia.

En la dirección podemos ver, en la parte delantera, la presencia de los dos brazos de dirección (27) que, por medio de una columna interior, son accionados por el volante (28).

Los frenos son unos mecanismos sencillos pero fabricados de unos materiales muy sofisticados desde el mismo disco (o discos para una sola rueda) hasta el material de las pastillas. En la figura 1 tenemos una representación de los discos (29). Se trata de discos de carbono, ampliamente dimensionados, ventilados, que se encuentran unidos solidariamente a la rueda.

En la figura 7 puede verse, ampliado, el empleo de una doble pinza. Un tipo de pinza, de la marca italiana BREMBO, puede verse también en la figura 8 y en el despiece general de la figura 1 (30).

Dado que estos vehículos superan con facilidad los 300 km/h, precisamos de potentes frenos al llegar a las curvas para rebajar así preciosas décimas de segundo al cronómetro. Los frenos son, pues, de la mayor importancia para un piloto.

Las altas temperaturas que se acumulan en los discos debido a estas fuertes y continuas frenadas hace que tanto el disco como las pastillas deban ser estudiados con la mayor atención. El uso de determinado tipo de pastillas de freno en un determinado circuito puede ser una decisión de la mayor importancia durante el desarrollo de la prueba. Por esta razón existe gran variedad de pastillas con diferentes compuestos que consideran la temperatura que van a sufrir los discos durante la carrera.

En la figura 1 vemos los cilindros de freno (31) así como la salida de los latiguillos (7), que ya consideramos anteriormente.

Otro de los puntos conflictivos de los monoplasas son las ruedas y, en especial, los neumáticos.

Las llantas (32) están realizadas con aleaciones de magnesio, de gran resistencia y muy poco peso; pero el apartado de los neumáticos (33) es uno de los puntos clave para conseguir un coche competitivo y una de las partidas importantes de gastos que debe soportar un equipo de competición, dado su muy limitada duración y su elevado coste, además de la variedad de compuestos de goma que los fabricantes pueden ofrecer para la mejor adaptación del monoplasa a las condiciones del firme, al grado de humedad y a la temperatura del suelo.

Otro de los puntos fundamentales de un monoplasa es el diseño y el montaje de su aerodinámica, compuesta por el *spoiler* delantero (34), de características muy particulares. Este *spoiler* suele llamarse, de forma coloquial, los «bigotes» del monoplasa y su disposición es muy importante para conseguir la máxima adherencia de las ruedas al suelo.

El *spoiler* delantero (Fig.1) se encuentra unido al morro de la carrocería, que dispone de una estructura de nido de abeja y puede ser intercambiable. Los laterales del *spoiler* (35) están fabricados de madera.

En lo que respecta a la aerodinámica tenemos el *spoiler* trasero (36), también regulable en diferentes posiciones con objeto de conseguir aprovechar al máximo el efecto del aire para asegurar la estabilidad del monoplasa.

Para finalizar esta descripción general de un monoplasa consideraremos la presencia de pequeños elementos accesorios.

En el despiece de la figura 1 tenemos el conjunto de los tres pedales de mando (37) sumergidos en el interior de la carrocería y colocados de forma que se acoplen perfectamente a la estatura y comodidad del piloto. Estos pedales están fabricados, generalmente, con titanio, con el fin de ahorrar peso al conjunto.

También el arnés de seguridad (38) es un elemento obligatorio de la mayor importancia para proteger la vida del piloto en caso de accidente, así como el extintor (39), con una capacidad obligatoria de 5 kg. También debe preverse la presencia de una botella de oxígeno (40) para que el piloto, en caso de accidente con deflagración, pueda disponer de un sistema de respiración asistida. Ambos elementos de seguridad (el extintor y la botella de oxígeno) disponen de un disparador (41) que debe utilizarse en caso de incendio.

Los únicos elementos mecánicos que no hemos indicado al describir el despiece de un monoplasa de Fórmula 1, son la bomba de combustible (42) y el radiador de aceite trasero (43). El primero consta de una bomba de gasolina dentro de la cual se incorpora un microfiltro y asegura el paso de la gasolina desde el depósito hasta el sistema de inyección del motor; el radiador de aceite trasero asegura una temperatura más temperada del aceite de engrase.

Ésta es la descripción general de un monoplasa, para, dentro de determinadas limitaciones autoimpuestas, conseguir correr a la mayor velocidad posible por un circuito de difícil trazado, en el que quede bien patente la habilidad del piloto y la resistencia de una mecánica altamente solicitada.

Otros campeonatos

Para las carreras de Fórmula 1 suelen necesitarse cientos de millones de pesetas para conseguir afrontar con las mínimas garantías las pruebas impuestas por el calendario del campeonato. Indudablemente puede ganarse mucho dinero, pero es necesario que tanto el piloto como el monoplaza tengan suerte y sean excepcionales en conducción y fiabilidad respectivamente. Sin estos requisitos, a las carreras solamente puede irse a perder dinero y fama deportiva, y convertirse en un pura comparsa.

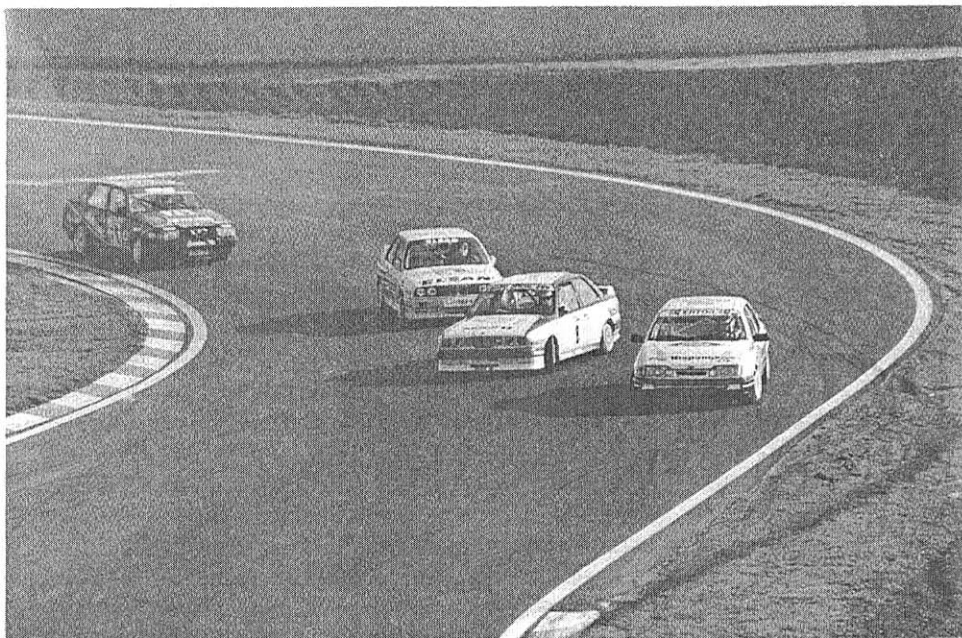
Pero, además de las carreras de Fórmula, existe otro activo mundo de competiciones en el que la aportación de capital resulta mucho menos gravosa. Nos referimos a los campeonatos de turismos que organizan diferentes federaciones y también a las pruebas de iniciación que organizan determinadas marcas, en las que es obligatorio asistir con vehículos de la misma marca organizadora y de un determinado modelo por ella fabricado.

Los reglamentos de estas pruebas son muy diversos. En algunas no están previstos cambios ni modificaciones en el motor, de modo que, salvo el caso de la implantación de algunas medidas de seguridad obligatorias, como el montaje de arcos de protección y de arneses de seguridad, poca cosa está permitido para conseguir elevar la potencia del motor. Sin embargo, en otras categorías se admiten ciertas modificaciones en los motores y ello hace posible que el mecánico pueda mejorar sus prestaciones a base de determinados cambios en los elementos que influyen y determinan la potencia.

Cuando en el título del libro nos referimos a «motores de competición», nos estamos refiriendo, por lo mismo, a este tipo de modificaciones que pueden ser llevadas a cabo por los mecánicos y los ingenieros dentro del estrecho margen que supone partir de un motor de serie, diseñado por otros y para otros fines. Esta preparación de motores de competición requiere, no obstante, un gran conocimiento por parte del ingeniero o del mecánico que la lleva a cabo, pues de otro modo los resultados finales pueden resultar un fracaso.

Por esta razón existen determinados fabricantes que se encargan de diseñar y probar piezas para experimentar un determinado aumento de potencia en también un determinado modelo de motor. La compra de esta pieza y su sustitución en el motor que preparamos puede ser una fácil solución para obtener de forma rápida resultados que mejoren la potencia o la fiabilidad. Casas como IRESA, en España, llevan años experimentando diferentes tipos de mejoras, tanto para los vehículos particulares como para los de competición.

En este libro vamos a describir todas aquellas operaciones que afectan al motor de explosión de cuatro tiempos mediante las cuales se puede obtener aumentos más o menos considerables de potencia y mejora de prestaciones. Ahora bien: no vamos a dar detalles concretos de trabajos específicos en motores determinados ya que éstos pueden pasar rápidamente de moda y el libro quedaría desfasado. Por ello, hemos preferido dar a nuestros lectores las normas básicas mediante las cuales se puede actuar en los motores de serie para conseguir aumentar su potencia.



Aspecto de un circuito durante una carrera de turismos.

A partir de estos conocimientos y de la descripción detallada y gráfica del proceso de trabajo en el taller, cada mecánico deberá aplicar su ingenio, su experiencia y sus conocimientos para conseguir los deseados aumentos de potencia.

Vamos a entrar ahora de lleno en el estudio de los condicionamientos que tiene un motor de explosión de cuatro tiempos para poder obtener un aumento de potencia que lo haga apto a ser utilizado en las competiciones. Veremos las posibilidades generales que tiene todo motor de ser intervenido o transformado exclusivamente en su parte mecánica, y la forma práctica de realizar la gran mayoría de las operaciones que tal trabajo comporta.

Éste es el objetivo principal del libro que esperamos sea de la mayor utilidad no sólo para los mecánicos especializados —o quieran especializarse— en la preparación de motores de competición, sino también para aquellos que profesionalmente traten los motores y, por supuesto, para todos los aficionados con los que cuenta el automóvil, especialmente entre la juventud que cada año se incorpora al manejo de estas espléndidas máquinas.

1. Los caminos para el aumento de potencia

El motor de explosión de cuatro tiempos, al pertenecer a la familia de los motores endotérmicos, tiene la misión de convertir la energía calorífica que se encuentra en un determinado líquido combustible en energía mecánica. El conocimiento de este fenómeno permite poder actuar también sobre los valores de potencia que el motor es capaz de proporcionar, lo que nos lleva directamente a las siguientes consideraciones.

El motor de explosión de cuatro tiempos necesita mezclar con el combustible una cantidad importante de oxígeno para permitir que la combustión se establezca en el interior de la cámara de combustión. El aumento de la potencia solamente se puede conseguir aumentando el consumo de aire, mezclado en la debida proporción con líquido combustible.

Teniendo esto en cuenta, podemos ver que el aumento de la potencia en un motor de explosión solamente se puede llevar a cabo por alguna de las siguientes posibilidades:

Primera. Por el aumento de la cilindrada.

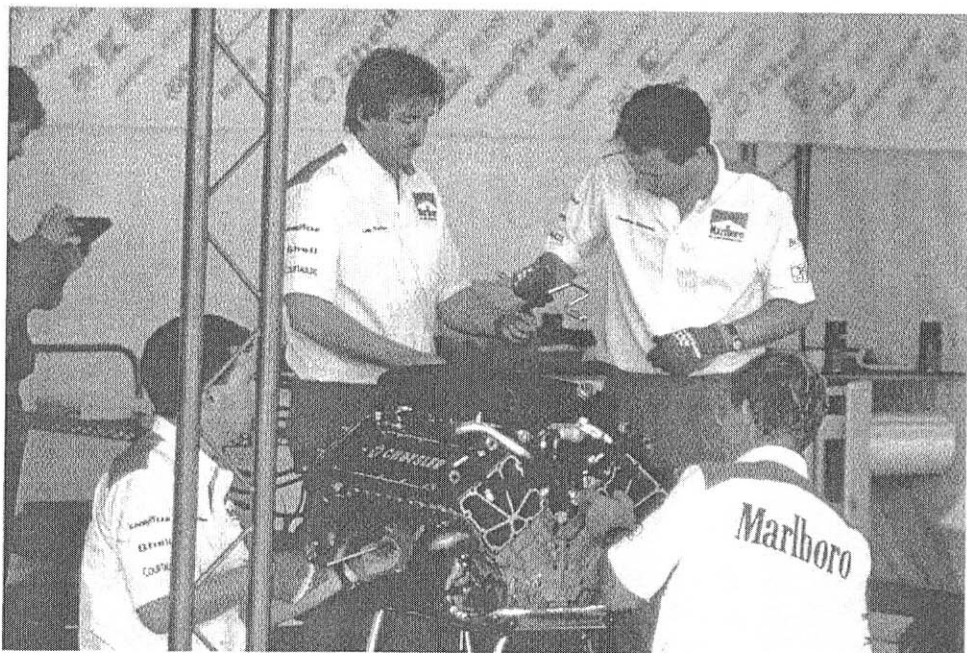
Segunda. Por el aumento de la presión media efectiva.

Tercera. Por el aumento del régimen de giro.

En cualquiera de estos tres casos existe el aumento del consumo del aire a que hacíamos referencia. Veamos esta circunstancia en cada una de estas posibilidades.

Primera. Por el aumento de la cilindrada

Ya sabemos que la cilindrada es la cantidad de centímetros cúbicos que determina la capacidad del conjunto de los cilindros de un motor.



El trabajo en la mecánica de competición requiere de operarios no sólo muy bien formados sino muy exigentes consigo mismos.

Es evidente que cuanto mayor sea este volumen tanto mayor será la cantidad de aire y combustible que llenará las cámaras de compresión. Por lo tanto, cuanto mayor es la capacidad de un motor tanto mayor es su consumo de aire.

Para conseguir un aumento de cilindrada, deben contemplarse fundamentalmente los tres puntos de vista siguientes:

- Aumentar el diámetro del cilindro.
- Aumentar la carrera del pistón.
- Aumentar el número de cilindros.

En cualquiera de estos tres casos, observamos que, a igualdad de régimen de giro, se pasa a aumentar el consumo de aire, de modo que en todos ellos podemos esperar también el consiguiente aumento de potencia con respecto al motor de que se parte.

Ahora bien: el aumento de la cilindrada no siempre está permitido ya que una de las normas más frecuentes en todos los reglamentos indica un valor de cilindrada máximo que en ningún caso puede sobrepasarse sin el peligro de descalificación.

De este modo, el aumento del consumo de aire a través del aumento de la cilindrada no suele ser posible, ni tampoco recomendable si lo utilizamos para pasar a

otra categoría superior. Esto, en la competición, nos enfrentaría con motores de base mucho más robusta y, por consiguiente, mejor preparados que los nuestros, por lo que nuestras posibilidades de éxito se verían muy mermadas.

Sin embargo, el mecánico no debe perder nunca de vista la importancia de los posibles aumentos de cilindrada para aumentar la potencia del motor, pero ello dentro de las técnicas de trucaje de motores, que no es el tema que nos interesa en el presente libro.

Segunda. Por el aumento de la presión media efectiva

La presión media efectiva puede definirse como el valor promedio de las presiones que se establecen en el interior de la cámara de combustión mientras ésta se está produciendo.

La realidad es que, dadas las características básicas que determinan el funcionamiento de un motor de explosión, la cantidad de energía calorífica liberada en el momento de la explosión es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura absoluta alcanzada en el momento del encendido de la mezcla. Si se obtiene una elevación importante de los valores de presión en el interior de la cámara de combustión, se consigue un aumento considerable de la potencia del motor.

Para obtener este aumento de la presión media efectiva, los procedimientos más usuales son los siguientes:

- Aumentando la relación de compresión.
- Aumentando la entrada de aire y mezcla.
- Mejorando las condiciones de funcionamiento de las válvulas.

Tercera. Por el aumento del régimen de giro

Otra de las posibilidades para conseguir aumentar la potencia de un motor es someterlo a un régimen de giro superior a aquél para el que está diseñado. Este sistema dará como resultado un mayor consumo de aire, pues, si en un minuto es capaz de girar 1.000 r/m más rápido de lo estipulado, es evidente que habrá consumido mayor cantidad de aire mezclado con combustible y así, con la misma cilindrada, habremos obtenido una notable mejora en los valores de potencia entregada.

Para conseguir el aumento del régimen de giro el procedimiento más utilizado consiste en aligerar las masas que están en movimiento durante el funcionamiento del motor, es decir, desde el árbol cigüeñal, las bielas y los pistones, hasta las mismas válvulas y su árbol de levas.

Esto es, sin embargo, muy comprometido, porque consiste, en el rebaje y eliminación de todas aquellas partes de material que son más susceptible de desecharse o despreciarse y que hacen que la pieza pese menos y, por consiguiente, esté sometida en menor medida a los esfuerzos de la inercia, efecto que crece extraordinariamente con el aumento de la velocidad de rotación.

Ahora bien: este trabajo comporta también un gran peligro pues se corre un gran riesgo de debilitar las piezas, lo que resulta fatal cuando, además, aumentamos los esfuerzos a que estas piezas van a estar sometidas en virtud del aumento de otros parámetros.

El aligeramiento de todas las piezas del motor dotadas de movimiento alternativo será un tema importante al que vamos a dedicar gran atención y que recomendamos especialmente a quien esté interesado en la preparación de motores para competición.

La preparación de motores de competición

Dentro de este conjunto de modificaciones hemos de encontrar la solución para conseguir mejorar un motor de serie y dejarlo en condiciones de competir, dotándole de la suficiente y mínima fiabilidad indispensable.

Todo trabajo deberá ser previamente estudiado con mucho detenimiento. En este tipo de trabajo no se admiten precipitaciones de ningún género. Inicialmente se tendrá que estudiar todo el conjunto de características técnicas del motor original que tratamos de mejorar y ver qué es lo que puede hacerse en él para conseguir aumentos de rendimiento apreciables. Sólo cuando tengamos una idea bien clara de lo que queremos hacer y de cómo hacerlo, pasaremos a la acción.



Mecánico trabajando en una culata de competición.

Por supuesto, las modificaciones que se llevan a cabo pueden ser realizadas desde los tres puntos de partida que acabamos de indicar, es decir, determinados arreglos para aumentar la presión media efectiva pueden ser complementados con cuidadosos trabajos para conseguir el aligeramiento de las masas, la mayor entrada de combustible desde los conductos de las válvulas, incluso ligeros aumentos de cilindrada, etcétera.

El mecánico que quiera dedicarse a preparar vehículos para rallys o para competiciones de pista, deberá conocer la reglamentación existente acerca de los cambios técnicos y posibles mejoras de los motores que van a intervenir en la competición elegida, pues ello es un dato básico para evitar ser descalificado en el momento de intervenir en la competición. Todos estos datos los proporciona la Federación para las competiciones oficiales, o bien pueden obtenerse en el club que organiza la competición.

De acuerdo con los datos así obtenidos, el mecánico podrá plantearse las posibles modificaciones que en un determinado motor se vea capaz de llevar a término.

Deberá contar también con la mayor cantidad de catálogos posibles sobre las piezas ya fabricadas que sirven para estos fines. Por ejemplo, los árboles de levas, diversos tipos de pistones, válvulas especiales, etc., deben ser adquiridos a los fabricantes de productos de competición, pues no se trata de piezas vulgares que se fabriquen en grandes series. De la misma forma puede hablarse de componentes especiales para la inyección o para el encendido.

Es recomendable que el mecánico se especialice solamente en una determinada marca y modelo de motor, sin querer intervenir en cualquier modelo de cualquier marca. En los trabajos de transformación de motores la experiencia es muy importante y los fracasos que se pueden presentar nos servirán de valioso aviso para un próximo trabajo. Si actuamos con motores de diferentes tipos nunca podremos llegar a la perfección por la falta de datos al respecto.

Otra buena norma que todo preparador ha de tener siempre muy en cuenta es la de tomar nota cuidadosa, en una libreta, de todos los cambios que realice, por pequeños e irrelevantes que puedan parecer a primera vista, datos que deberán ser especificados con el mayor número de detalles posibles y, por supuesto, con todas las mediciones acotadas con la mayor exactitud.

A la vista de estos datos tendremos la ventaja de poder recordar con todo detalle los trabajos llevados a cabo y podremos realizar después otra transformación exactamente igual (si el resultado ha sido excelente) o de mejorar aquellos puntos en los que hemos errado y hemos efectuado «arreglos» demasiado atrevidos o inadecuados que han provocado una avería en la carrera o en la pista de entrenamiento.

Una libreta de este tipo, con la detallada descripción de todos los trabajos realizados será el resultado de toda nuestra experiencia y supondrá un valor incalculable para el profesional, tanto si en ella hay grandes fracasos como los mayores éxitos.

De acuerdo con ello, vamos a dedicar el próximo capítulo al conjunto del «Bloque de cilindros», pieza en la cual podemos trabajar en la tarea de su pulido interno y en el ajuste de las camisas de cada cilindro.

2. El bloque de cilindros

El bloque de cilindros es la base de todo motor. Junto con la culata comporta la base estática en la que va a apoyarse el conjunto completo del tren alternativo, el cigüeñal por la parte baja y los pistones a través de los cilindros. Por otro lado, la culata soportará el movimiento del árbol (o árboles) de levas y el movimiento de las válvulas. Todo el conjunto requiere estar fabricado con la suficiente robustez para garantizar que este constante y acelerado accionamiento interno de las piezas móviles disponga de un seguro apoyo.

Cuando se pretenda la transformación de un motor se mejorará en lo posible el conjunto del bloque porque el motor estará sometido a un mayor esfuerzo, a mayores tensiones, a mayores temperaturas y a un aumento de las presiones, por lo que se debe conseguir el debido equilibrio.

El bloque de cilindros debe ser desmontado completamente cuando se pretende realizar una transformación seria del motor. Una vez bien limpio y revisado, se pasará acto seguido a trabajar en él desde alguno de los siguientes puntos de referencia:

- Limpieza y desincrustación de bloques.
- Pulido interior de los bloques.
- Reforzado de la línea de bancada.
- Rectificado del plano de la superficie superior.
- Fileteado de los bloques.
- Desmontaje de los pernos, tapones y registros.
- Trabajos en las camisas de los cilindros.
- Trabajos en la lubricación.

Cada uno de estos ocho puntos va a constituir el contenido del presente capítulo, en el cual empezamos a realizar la descripción de los trabajos prácticos que es necesario llevar a cabo en la tarea de la preparación de un motor para competición.

Limpieza y desincrustación de bloques

Cuando se pretende conseguir una buena preparación de un motor de serie se hace necesario el desmontaje total del motor para efectuar cada una de las preparaciones que se hayan estudiado de antemano.

Cuando el bloque de cilindros se encuentre totalmente desprovisto de todas las piezas que soporta, se procede, en primer lugar, a una limpieza a fondo y a una desincrustación de sus paredes tanto interiores como exteriores, sobre todo si el motor ha funcionado algunos kilómetros.

El objetivo de esta limpieza es eliminar el más mínimo vestigio de residuos abrasivos y diminutas virutas metálicas que todavía conserve el motor después de su salida de fábrica o formados a través de unos pocos kilómetros realizados durante el rodaje. Cuando un motor se va a ver sometido a un mayor esfuerzo es conveniente cuidar de estos detalles pues un aumento de las presiones puede desplazar estas virutas, que antes habían permanecido inactivas, y ocasionar desperfectos en las partes móviles durante la prueba.

Conjuntamente con el bloque deberá aprovecharse esta operación para efectuar la limpieza de las camisas y de la culata. La limpieza se realiza con mayor garantía si se dispone de una máquina desengrasadora del tipo de la que se puede ver en la figura 1. Estas máquinas disponen de un rodillo interno, rotativo y, muchas veces,

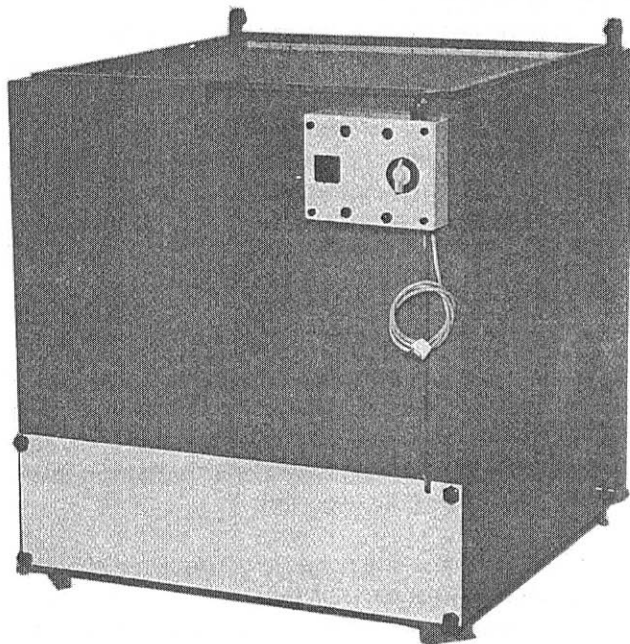


Figura 1. Aspecto exterior que presenta una máquina lavadora y desengrasadora de piezas mecánicas, de funcionamiento rotativo.

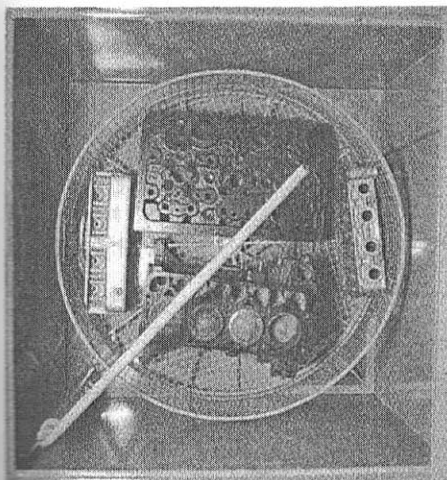


Figura 2. En el interior del tambor de la máquina lavadora rotativa se debe colocar el bloque, junto con la culata y todas aquellas piezas que se desee lavar y desincrustar.

vibratorio, y en ellas pueden colocarse las piezas de la forma que nos muestra la figura 2.

Un baño de un activo detergente, muchas veces a base de tricloretileno aplicado a una temperatura cercana a los 90 °C, permite una limpieza muy a fondo en pocos minutos. Las piezas, una vez terminado el proceso de lavado, pueden sacarse del rodillo prácticamente secas ya que el detergente se evapora de las paredes lavadas en muy poco tiempo.

Este procedimiento asegura una perfecta limpieza incluso en los rincones más angostos del bloque.

De no poseer una máquina de este tipo el proceso de limpiado puede ser realizado también a mano, con más esfuerzo y más tiempo, pero, si se hace a conciencia, no con menores resultados. Para efectuar este trabajo se prepara una solución jabonosa de un producto de alto valor detergente, mezclando el agua con un cepillo de cerdas suaves y rascando sobre todos los lugares accesibles del bloque o de la culata. Finalmente se aclarará la pieza con abundante agua a presión.

Inmediatamente deberá procederse al secado de las piezas, lo cual se lleva a cabo por medio de aire comprimido especialmente en los rincones de más difícil acceso. Cuando la pieza esté seca se procede a darle una capa de aceite mineral muy fluido, sobre todo en aquellas zonas del bloque que no estén protegidas de fábrica por una capa de pintura y muy especialmente en las zonas mecanizadas, que son muy susceptibles de oxidarse con el simple contacto con el aire.

Pulido interior de los bloques

La ventaja de un bloque de cilindros cuyas paredes interiores dispongan de una superficie lo más lisa y pulida posible, eliminadas todas las rugosidades propias de la

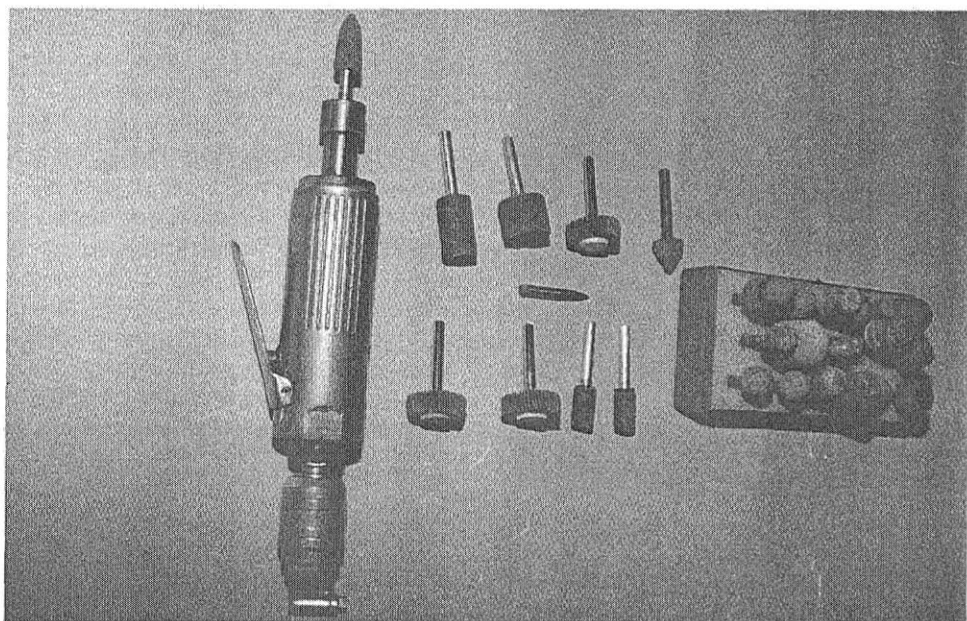


Figura 3. Fresa manual «rotaflex», de accionamiento por cable flexible, de gran utilidad para trabajos de rebaje de materiales en la preparación de motores de competición.

fundición de fábrica, radica en que el aceite de engrase que es devuelto a estas paredes o salpicado a las mismas, tenga tendencia natural a volver lo antes posible al cárter, en la parte inferior. Con ello se consigue, dado el menor tiempo de presencia del aceite muy caliente en esta zona, que el bloque rebaje su temperatura de funcionamiento, así como que el volumen de aceite que se refrigera, en el cárter o a través del radiador de refrigeración de aceite, sea superior; el motor funcionará así bajo un índice de temperatura proporcionalmente más moderada.

Por otra parte, también el aceite, al trabajar más frío de origen, conserva mejor su viscosidad y se muestra más efectivo en sus funciones de engrase y también como refrigerante de la parte inferior del tren alternativo.

El pulido interior de los bloques se efectúa con la ayuda de una muela portátil muy pequeña, de mando flexible, del tipo de las llamadas «rotaflex» (fig. 3). Existen diversos tipos de muelas y de numerosos grados de grano.

El trabajo consiste en pulimentar las paredes internas del bloque por las que puede ser proyectado aceite y dejarlas lo más lisas y uniformes posible.

En la figura 4 puede ser observado el momento en que se está efectuando este trabajo de pulimentación con la herramienta citada.

Reforzado de la línea de bancada

Como vimos en el capítulo anterior, uno de los caminos más importantes para conseguir aumentar la potencia de un motor consiste en aumentar su presión media efectiva. Ello quiere decir obtener de la combustión unas presiones de mayor valor.

Para conseguir este objetivo se procede a aumentar la relación de compresión y ello comporta, sin duda, un mayor esfuerzo para los pistones, las bielas y el cigüeñal. El último receptor de todos estos esfuerzos es, sin embargo, el bloque de cilindros, como apoyo de todas estas unidades móviles.

Por consiguiente, deberemos reforzar los cojinetes de apoyo de bancada y también el diámetro de los pernos que tienen por misión soportar los cojinetes a la estructura rígida del bloque. Para ello se agrandarán los taladros roscados de los anteriores pernos por medio de un nuevo fileteado. De la operación práctica del fileteado nos ocupamos más adelante, en el apartado «Fileteado de los bloques».

Como no todos los bloques tienen la misma estructura, la forma de operar también resulta diferente, lo que detallaremos acto seguido.

Tapetas de los semicojinetes en el mismo plano

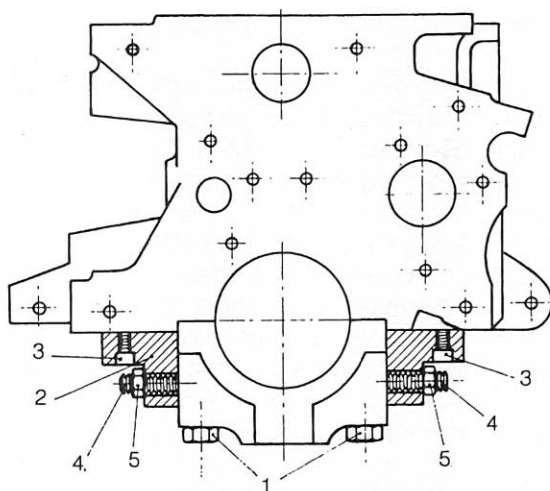
Si las tapetas de los semicojinetes inferiores están colocadas en el mismo plano de la base inferior (fig. 5), la solución más conveniente será reforzar los pernos de fijación de las tapetas.

El punto en que hemos de aumentar el diámetro de los pernos dependerá de los nuevos esfuerzos que se prevean para el motor y del espacio con el que se cuente en tal zona. Sin embargo, bastará seguir el mismo criterio que para los pernos de la culata.



Figura 4. Pulido interno del bloque con la ayuda de una fresadora portátil del tipo «rotaflex».

Figura 5. Refuerzo lateral de las tapetas del apoyo del cigüeñal en la bancada en el caso de estar montadas en el nivel del bloque. (1) pernos de la tapeta. (2) pieza de refuerzo. (3) pernos de fijación de la pieza de refuerzo. (4) tensores roscados. (5) contratuercas de seguridad.



Otro punto importante a considerar en estas tapetas consiste en compensar y limitar las mayores vibraciones transversales que se van a producir en los apoyos del cigüeñal cuando éste alcance velocidades de régimen bastante más elevadas y se creen potentes fuerzas centrífugas en los apoyos.

Una solución es la que nos muestra la citada figura 5. Aquí se ha estudiado y realizado el acoplamiento de una pieza postiza de ajuste (2), la cual se ancla al material del bloque por medio de tornillos de fijación (3).

Para controlar con toda exactitud los valores de vibración transversal de las tapetas, el preparador coloca dos tornillos tensores (4) a cada uno de los lados de la misma. Estos tornillos pueden regularse y fijarse por medio de una contratuercas de fijación (5), con lo que puede asegurarse el perfecto centrado de la tapeta. Los tornillos de centrado deben ser gruesos, de un tamaño ligeramente inferior a los pernos de las tapetas, y el roscado debe hacerse lo más fino posible para conseguir una máxima precisión en la operación de ajuste.

Durante la operación de centrado las tapetas deben quedar absolutamente alineadas entre todos los apoyos del cigüeñal ya que si se efectuara un desalineamiento de alguna de ellas con respecto al eje geométrico del árbol motor, podría perjudicar al citado árbol cigüeñal.

Para evitar que pequeñas variaciones pasen inadvertidas, el mejor sistema consiste siempre en realizar la operación con la ayuda de un comparador centesimal cuyo palpador se mantenga en contacto con el cigüeñal.

En este caso concreto la forma de operar deberá ser la siguiente: pernos de cada apoyo, interrumpiendo el apriete en cuanto se obtenga en la esfera la más mínima desviación de la aguja indicadora.

Seguidamente se pasa a efectuar el mismo montaje en la próxima tapeta y se realiza la operación en el mismo sentido. E igualmente en todos los pernos de ambos lados del refuerzo lateral.

Una vez obtenido un correcto ajuste de todos los tensores se pasa a asegurar, por medio de la contratuerca, la posición de todos ellos, aconsejándose el uso de un antiaflojante en las roscas para evitar su aflojamiento.

Tapetas de los semicojinetes en un plano superior

Otra posibilidad de diseño es que las tapetas de los apoyos del cigüeñal se encuentren por encima del plano de la base del bloque de cilindros, de la misma o similar manera como se aprecia en la figura 6.

La forma de operar en este caso consiste en seguir las mismas normas anteriores sobre el aumento del diámetro de los pernos de las tapetas para mejorar su fijación y asegurar su mayor resistencia a los nuevos esfuerzos que ha de tener que soportar; pero, por otra parte, habrá que vigilar el sistema de anulación de las vibraciones.

En este caso resulta procedente efectuar unos taladros como nos muestra la citada figura 6 (1). Los taladros afectan al mismo tiempo al material del bloque y al de la tapeta.

Posteriormente se podrá introducir por la zona del taladro una espiga de acero o un perno de sección más delgada que el perno de fijación de la tapeta, con el fin de limitar los efectos de las vibraciones transversales.

Este sistema no es tan efectivo como el que hemos visto en el primer caso pero mejora considerablemente el trabajo del cigüeñal en el control de las citadas vibraciones transversales.

A continuación pasemos a ver otros trabajos que es necesario realizar en el bloque de cilindros.

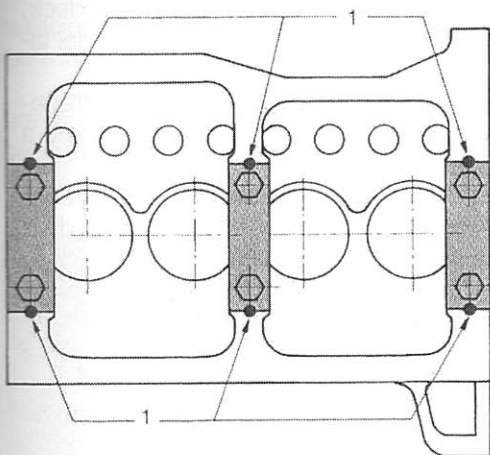


Figura 6. Tapetas situadas en un plano superior a la parte más inferior del bloque de cilindros. (1) orificios para la colocación de espigas o pernos que controlen las vibraciones transversales.

Rectificado del plano de la superficie superior

El aumento de la presión efectiva de un motor comporta el aumento de la relación de compresión. Ello se consigue por medio de dos procedimientos básicos: uno de ellos consiste en rebajar el plano de la culata para que el espacio que queda en la cámara de combustión disminuya. Esta operación también puede llevarse a cabo por medio de un rebaje en la superficie del plano superior del bloque, con lo que se consigue que los pistones sobresalgan discretamente de esta misma superficie y el volumen de la cámara también disminuya.

El camino intermedio, rebajar ligeramente el bloque y hacerlo también para la culata, es bastante corriente y suele dar los mejores resultados de fiabilidad.

En este caso, se deberá proceder a rebajar la superficie superior del bloque una medida previa calculada con la mayor exactitud; este trabajo hay que encomendarlo a un taller provisto de una máquina rectificadora.

Si la cantidad a rebajar es importante, previamente se pasa el bloque por una fresadora y luego por la rectificadora, hasta conseguir el rebaje exacto para toda la superficie que se ha solicitado.

Fileteado de los bloques

Veamos ahora una serie de consejos prácticos sobre el modo de realizar el fileteado de las paredes del bloque, operación que hemos de realizar para conseguir colocar pernos de mayor diámetro a los originales del motor.

Esta operación requiere una serie de cuidados que hace que nos ocupemos de ella particularmente aun cuando el trabajo de hacer fileteados sea una práctica corriente del taller en la que cualquier mecánico deberá estar avezado en su ejecución.

Para ello efectuaremos roscados de precisión en los que las roscas que intervienen deberán sujetar pernos sometidos a esfuerzos muy elevados, muy superiores a los que el ingeniero que proyectó el motor con el que trabajamos ideó en un principio. Por lo tanto, deberemos emplear también herramientas de precisión, es decir, machos nuevos y de la mejor calidad, por medio de los cuales la exactitud del labrado de los filetes y de su medida esté asegurado.

Los machos son elementos sujetos a desgaste y no deben utilizarse en trabajos de preparación de motores cuando han superado cierto grado de desgaste a partir del cual el resultado comenzaría a ser impresentable.

Por otro lado, hay que recordar que los machos que deberemos utilizar para llevar a cabo roscas en materiales férreos deberán llevar las estrías de evacuación de la viruta rectas, pues el hierro y sus derivados son fácilmente mecanizables.

Por otro lado, los machos empleados en el trabajo de mecanización del aluminio, el bronce y otras aleaciones ligeras requieren machos especiales, con las estrías helicoidales que permitan la salida de la viruta e impidan que la herramienta se atasque.

En la figura 7 podemos ver una caja conteniendo un equipo muy completo de roscar, y en la figura 8 un macho de hilos rectificados y destalonados.

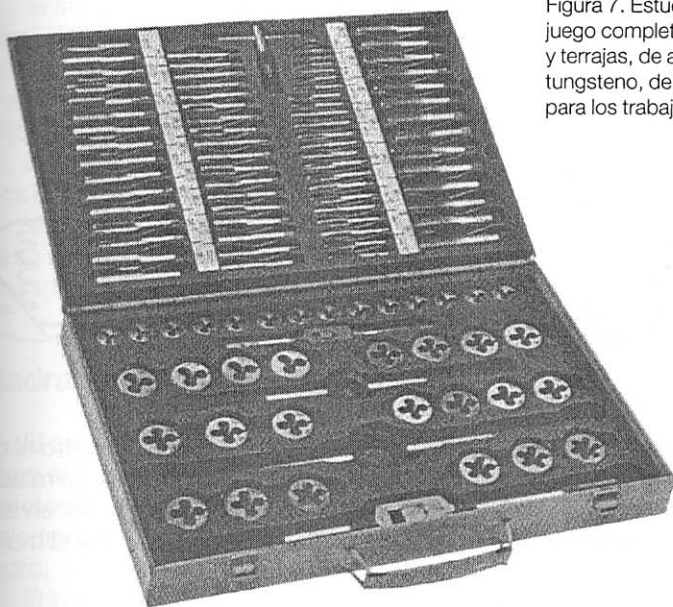


Figura 7. Estuche que contiene un juego completo de machos de roscar y terrajas, de acero carbono al tungsteno, de paso métrico, para los trabajos de roscado.

La figura 9 nos muestra diversos tipos de machos que se distinguen por la posición de su chafán.

Hechas estas advertencias previas, veamos cómo se llevan a cabo los trabajos en el bloque de cilindros cuando es necesario aumentar los diámetros de los pernos.

Preparación del bloque

Por lo general, los pernos que deben ser aumentados de diámetro son los de sujeción de las tapetas de los apoyos del cigüeñal y los del plano superior del bloque para la unión de la culata al mismo.

En ambos casos se comienza por efectuar un taladro en los mismos orificios ya previstos para este fin en el bloque. La misión de este taladro es servir de base al paso del macho de roscar que deberá colocarse posteriormente.

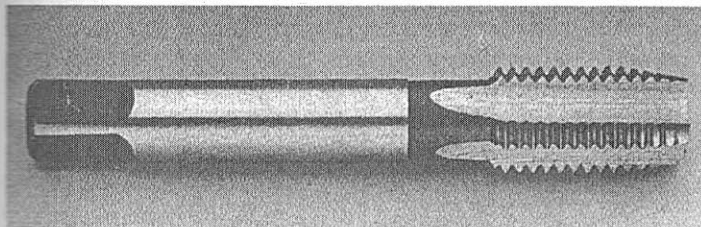
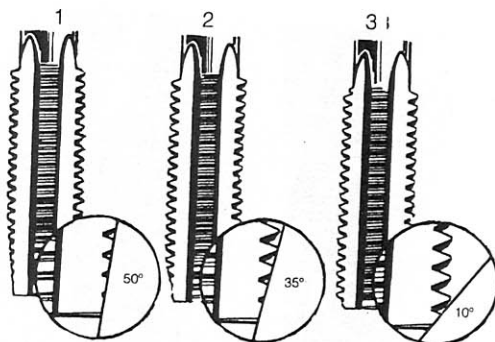


Figura 8. Macho de hilos rectificadas y destalonados, de la marca FACOM.

Figura 9. Distintos tipos de machos vistos de acuerdo con el chafán.
(1) ahusado. (2) en punta. (3) cilíndrico.



El tipo de taladro a aplicar deberá ser ligeramente inferior en su diámetro al diámetro del macho y, por supuesto, al del perno que se ha previsto instalar. La relación entre el taladro y el diámetro del perno que debemos colocar se puede ver en la siguiente tabla. El «paso» es la diferencia que debe dejarse entre el taladro y el macho de rosca.

Ø del perno en mm.	Paso de rosca	Ø del taladro en mm.
6	1	5
7	1	6
8	1,25	6,75
9	1,25	7,75
10	1,50	8,50
12	1,75	10,25
14	2	12
16	2	14
18	2,50	15,50
20	2,50	17,50

Pongamos un ejemplo para la mejor comprensión de esta tabla. Supongamos que, partiendo de un perno de origen de 10 mm de diámetro (Ø), hemos llegado a la conclusión de realizar la instalación de un perno de 12 mm, ya que éste es el más conveniente para que nos asegure una buena sujeción de una culata dentro de la cual se prevé que se han aumentado considerablemente sus presiones.

En primer lugar, debe verificarse si el material del bloque tiene el suficiente cuerpo y espesor para permitir este aumento en la zona a taladrar.

Como vemos por la tabla, el paso de rosca es de 1,75 mm y el diámetro del taladro 10,25 mm.

Si se ve que el bloque no dispone de gran espesor, será preferible un paso de rosca inferior al indicado (es decir, en vez de 1,75 pasar a un paso de rosca de 1,50, o en último extremo de 1,25 mm). Con ello obtendremos que, con el mismo espesor de la pared útil del bloque, actúan mayor cantidad de hilos de rosca, lo que facilitará su fijación y soporte.

En este caso, la tabla puede servirnos de orientación y adaptando un paso de rosca de 1,50 mm, podemos decidir que el taladro sea de $(12 - 1,50 =) 10,50$ mm.

Utilizando este sistema de cálculo siempre podremos encontrar una solución que se avenga con el grosor de las paredes del bloque y el aumento de los esfuerzos a soportar que se consideren más convenientes.

Taladrado del bloque

El secreto de todo buen taladro es que sea absolutamente redondo, condición que no se cumple con cualquier tipo de taladradora. En nuestro caso, la preparación de motores de competición requiere herramientas de la mayor calidad de modo que la taladradora debe ser de columna para que nos asegure un perfecto centrado del taladro.

El bloque de cilindros de la disposición «en línea» suele ser fácil de aplicar a la mesa de la taladradora, así como de sujetar en las mordazas convencionales de la máquina herramienta.

Con pocas operaciones podremos nivelarlos y escuadrarlos para que la broca penetre perfectamente en el orificio de cada uno de los taladros roscados originales.

Pero en los motores en V los bloques tienen la base inclinada, lo que requerirá la presencia de utillajes de escuadrado semejantes a los utilizados para rectificar el bloque.

En cualquiera de los casos deberá conseguirse una nivelación perfecta, lo que puede comprobarse con un medidor de nivel de burbuja de aire y un perfecto escuadrado con relación a la perpendicularidad con el eje de giro de la taladradora de columna.

Una vez perfectamente centrado el orificio a realizar y colocada la broca en el husillo de la máquina, se aconseja comenzar por seleccionar la velocidad más reducida de avance y de giro, pues de esta manera tendremos la seguridad de que el taladro se estará realizando con las mejores garantías y se evitará la posible rotura de la broca en funcionamiento.

El taladrado se debe hacer por igual en todos los lugares en los que debe haber un espárrago o un perno hasta completar esta primera fase del trabajo.

Roscado del bloque

Una vez realizados todos los taladros se deberá formalizar el trabajo del roscado de los taladros siguiendo las instrucciones ya dadas y las medidas indicadas en la pasada tabla.

Según el material del bloque se deberá elegir el tipo de macho. Para iniciar el roscado conviene colocar un macho ahusado que permita establecer el camino de los posteriores machos de tallado y acabado.

Este primer macho puede colocarse desde la misma taladradora, para así conseguir asegurarse de su perfecto centrado.

Se tendrá especial cuidado, al iniciar el trabajo, en que la herramienta penetre en el taladro perfectamente alineada con respecto al plano de trabajo; para ello es buena práctica girar con ella el husillo de la taladradora hasta iniciar la penetración del macho y provocar las primeras pasadas del labrado de las roscas.

Posteriormente se pasará a colocar el segundo macho de tallado en el giramachos, de la manera tradicional, y ya se podrá realizar este trabajo a mano sin peligro de que exista desviación de la rosca.

Igualmente se hará con el macho de acabado, hasta dar por definitivamente terminada la operación de fileteado del taladro.

Esta misma operación deberá realizarse en los otros taladros, hasta conseguir el fileteado completo de todos ellos y su limpieza a fondo, para lo cual se utilizará un abundante chorro de aire comprimido hasta asegurarse de que se expulse todo resto de viruta metálica que hubiera podido alojarse en el fondo del agujero.

El procedimiento a seguir para realizar los taladros y fileteado de los orificios de los pernos de las tapetas de apoyo del cigüeñal será el mismo que se acaba de describir.

Desmontaje de los pernos, tapones y registros

Las operaciones que describimos a continuación entran dentro de la práctica general de los trabajos del taller y del oficio del mecánico. El desmontaje de los pernos no tiene problema, a menos que se trate de la incorporación de espárragos, en cuyo caso puede ser necesario utilizar unas mordazas o, en último extremo, un aparato extractor de espárragos. El desmontaje de los espárragos es una operación previa indispensable para el agrandamiento de los orificios que hemos descrito.

Tapones obturadores del bloque

Muchos bloques de cilindros procedentes de serie están provistos de unos orificios laterales de registro, tapados con sus correspondientes tapones obturadores, que se hallan en contacto con las cámaras de líquido de refrigeración que se encuentran alrededor de las camisas o bien de los cilindros, en los bloques de camisas secas o de cilindros labrados.

En la figura 10 se puede ver el dibujo de un bloque provisto de cuatro tapones (T) de este tipo, cada uno de los cuales se corresponde con la zona del paso de líquido refrigerante de cada uno de los cilindros.

Los tapones obturadores deben ser desmontados y sustituidos cuando se prepara un motor de competición. En primer lugar, para poder tener acceso a las cáma-

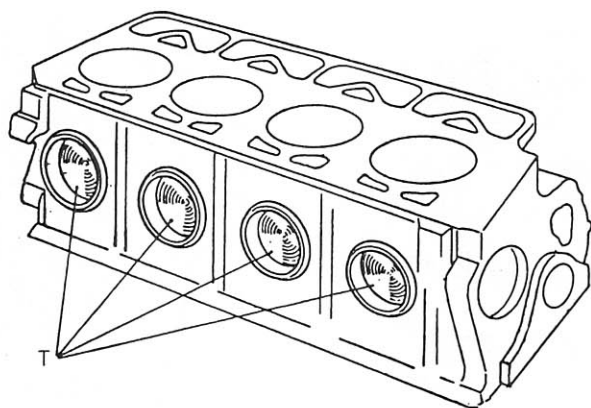


Figura 10. Bloque que muestra el lugar ocupado por los tapones obturadores (T).

ras de refrigeración y proceder a su máxima limpieza en el caso de que el motor hubiera ya funcionado y pudiera tener depósitos calcáreos que dificultan la transmisión del calor. Y, en segundo lugar, para tener la seguridad de que un cuidadoso reemplazo de los tapones en la instalación permitirá que éstos no causen problemas cuando el motor esté girando sometido a mayores presiones y temperaturas.

Aunque este trabajo es práctica de taller, como quiera que no se realiza con frecuencia, vamos a hacer una rápida descripción de cómo se lleva a término.

En la figura 11 vemos la operación con la que se debe iniciar el proceso de extracción y posterior montaje de los tapones obturadores.

Se comienza por eliminar cuidadosamente, con la punta de un rascador, todo residuo de rebabas de pasta de estanqueidad que pueda encontrarse adherida en los bordes del tapón obturador. También puede ocurrir que en esta zona se haya depositado suciedad de barro o grasa, todo lo cual hay que limpiar previamente.

A continuación se efectuará un taladro en el mismo centro del tapón, con la ayuda de una taladradora y su correspondiente broca. Ésta bastará con que sea de unos 8 mm de diámetro, aunque su tamaño depende del mismo diámetro del tapón y requerirá un taladro tanto más grande cuando mayor sea el tapón. Sin embargo, los 8 mm suelen ser suficientes para la mayoría de los motores de cilindradas medias de cuatro cilindros o de mayores cilindradas en motores de seis cilindros.

Si los tapones son bastante grandes golpean con un embutidor, el cual debe tener el diámetro ligeramente menor que el tapón para lograr con ello que llegue a despegarse de su asiento (fig. 12).

Cuando se nota que el tapón ha hecho movimiento se coloca en el taladro que hemos hecho con anterioridad la punta de un destornillador grande, o cualquier otro elemento con punta, mediante el cual se pueda ejercer brazo de palanca y, ayudándose de un taco de madera (fig. 13), hacer palanca para que el tapón se desprenda y salte de su alojamiento.

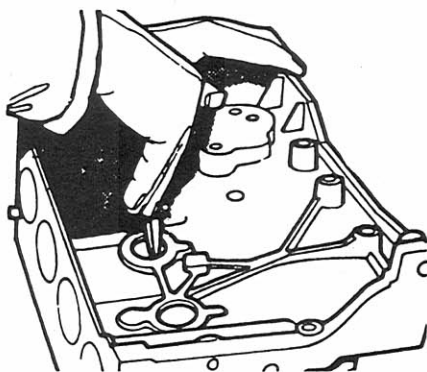


Figura 11. Eliminación de los residuos de rebajas con un rascador para iniciar el desmontaje de un tapón obturador.

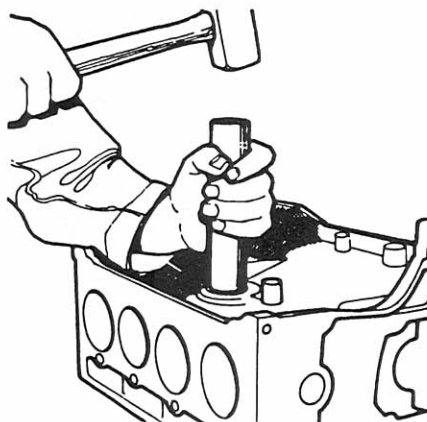


Figura 12. Despegado de un tapón obturador con la ayuda de un embutidor que servirá también para el montaje del tapón nuevo.

Esta misma operación deberá ser realizada en todos los tapones de obturación del bloque.

Después de este trabajo, se procederá a la limpieza interior de las paredes del bloque y cuando esta operación se dé por terminada, se instalarán los nuevos tapones de obturación.

Para efectuar esta instalación es necesario, en primer lugar, efectuar una perfecta limpieza de toda la zona de asiento en la que deberá alojarse cada uno de los tapones. Con tela de esmeril muy fina se podrá eliminar todo resto de la parte anterior y dejar el orificio en adecuadas condiciones de recibir el nuevo tapón.

A continuación se pasará a disponer de una pasta de estanqueidad con la cual se impregnará toda la zona que queda en contacto entre el tapón y su asiento en el bloque. Con la ayuda de un pincel (fig. 14), impregnaremos con pasta estas superficies citadas.

Acto seguido, y con el mismo embutidor que vimos en la figura 12, se obliga al tapón nuevo a asentarse en su apoyo en el material del bloque.

Como que estos tapones tienen una ligera sobremedida será necesario dar algunos golpes de martillo hasta conseguir que se asienten perfectamente en su ubicación, la cual debe considerarse correcta cuando el tapón se enrasa perfectamente en el material del bloque. Vigilar que ningún tapón quede por encima de la superficie exterior del bloque, pues en este caso no estaría colocado con la suficiente garantía.

Dejar que la pasta de estanqueidad se seque totalmente antes de someter el bloque a presión. Cuando la pasta esté bien seca, los tapones quedarán en condiciones de soportar sin problemas las elevadas presiones y temperaturas del circuito de refrigeración.

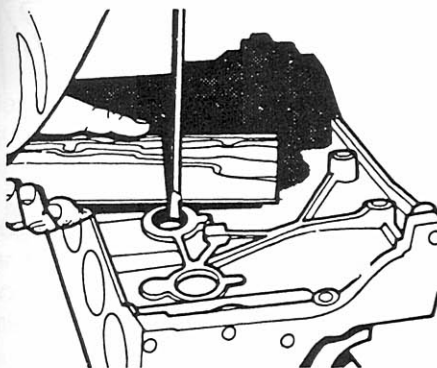


Figura 13. Retirada del tapón con la ayuda de un destornillador y un taco de madera.

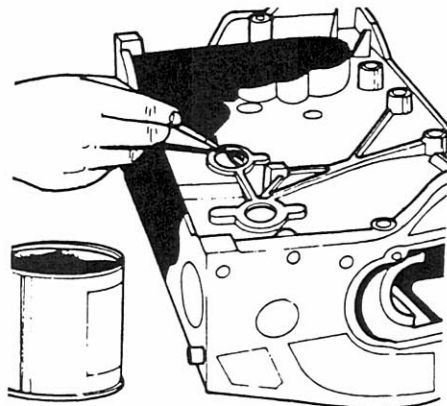


Figura 14. Para hacer el montaje del nuevo tapón se utilizará primero la pasta de estanqueidad que se aplicará con un pincel.

Trabajos en las camisas de los cilindros

Como es sabido, pueden existir, fundamentalmente, tres tipos de montajes del cilindro con respecto al bloque que lo sostiene. Son los siguientes:

- Cilindro integrado en el material del bloque.
- Camisas secas.
- Camisas húmedas.

El sistema de la implantación de camisas es el más utilizado en la actualidad, pero vamos a referirnos a los tres sistemas y a sus posibilidades de actuación desde el punto de vista de su preparación para los motores de competición.

Cilindro integrado en el material del bloque

Una solución utilizada desde muy antiguo es aquella en la que el cilindro se encuentra labrado en el mismo material del bloque. Ésta es la disposición que podemos ver en la figura 15.

La característica más sobresaliente de este sistema consiste en la posibilidad de realizar un número de operaciones de rectificado del cilindro que puede establecerse en cuatro oportunidades. Por otra parte, el sobredimensionado del que puede disponerse es del orden de los 0,25 mm para cada rectificado, lo que da una idea de sus posibilidades y ventajas.

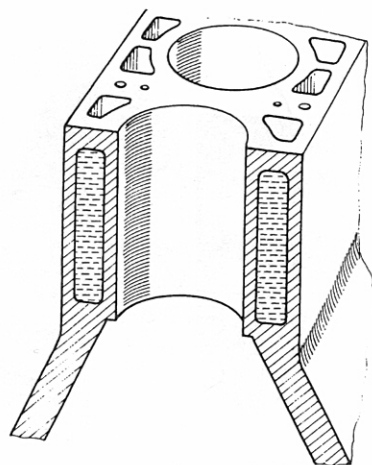


Figura 15. Bloque con los cilindros labrados e integrados en su mismo material.

Sin embargo, este sistema no es del agrado de los fabricantes actuales porque requiere unos tratamientos caros y difíciles de las superficies de contacto de los cilindros y, además, porque resulta mucho más práctico hacer los cilindros en forma de camisas, de modo que se sustituyan éstas con facilidad cuando el motor tiene un desgaste o una irregularidad en la superficie por donde se desliza el pistón.

Si se trata de llevar a cabo la preparación de un motor de este tipo, la mejor solución para el mecánico consistirá en convertir el bloque para aplicarle camisas postizas, las cuales se comportarán de la misma forma que veremos al referirnos a las «camisas secas».

Para ver si esta transformación es posible se deberán considerar los siguientes datos:

- Primero.* El diámetro interno de los cilindros que deberá poseer el motor que se pretende mejorar.
- Segundo.* El espacio de que se dispone entre cada dos cilindros consecutivos del mismo bloque para procurar que no se debiliten demasiado las paredes que los separan.
- Tercero.* El espesor (s) de la pared de las camisas, el cual se calcula por medio de la siguiente fórmula:

$$s = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{K + 0.4 \times Pz}{K - 1.3 \times Pz}} - 1 \right)$$

En esta fórmula tenemos que:

K es un número constante que se refiere al coeficiente de trabajo, que en la función es de 350 kgcm² y de 500 a 800 kgcm² en el acero utilizado en los bloques.

Pz es el valor de la presión máxima de encendido.

D se refiere al diámetro interno del cilindro expresado en centímetros.

Una vez efectuado el cálculo y comprobado por su resultado que el diámetro de las nuevas camisas sea de posible aplicación en el bloque de que se dispone, sin que sus paredes contiguas queden demasiado debilitadas, se podrá proceder a las operaciones necesarias para llevar a cabo la aplicación.

Deberán mandrinarse los orificios de los cilindros para que se avengan a las nuevas medidas. En este mandrinado se deberá tener en cuenta la necesidad de dejar los alojamientos a una medida mayor que la de la camisa en unos valores que se encuentran entre 0,020 a 0,025 mm por cada 100 mm del diámetro exterior de la camisa postiza que se aplicará.

Una vez realizado el mandrinado, y supuesto que el ajuste de las nuevas camisas va a ser realizado a presión, se deberá proceder a calcular la medida exacta a que van a quedar los alojamientos una vez mecanizados. Para ello se llevará a cabo el siguiente sistema empírico.

Con la ayuda de un micrómetro de exteriores se procederá a la medición del diámetro exterior de las camisas que vamos a implantar, lo que requerirá efectuar por lo menos tres medidas a diferentes alturas de cada una de las camisas.

Luego se suman los resultados de todas estas mediciones y se busca la media aritmética, es decir, se divide por 3 la suma total de las tres mediciones para conseguir de este modo el valor promedio general de la camisa.

Acto seguido se procede a restar del resultado obtenido la cantidad de 0,0012 mm por cada 25 mm del valor del diámetro exterior. El resultado de este cálculo nos dará el diámetro exacto a que deberá mecanizarse el alojamiento de la camisa en el bloque.

Camisas secas

El sistema de utilización de camisas o cilindros postizos que se aplican sobre el material del bloque comporta extraordinarias ventajas, entre las que cabe destacar la posibilidad de que un mismo bloque dure tanto como se desee, pues al tener que hacer los rectificadores basta con cambiar las camisas y ajustarlas a los pistones que van a trabajar dentro de ellas. De este modo podemos hacer camisas de materiales mucho más resistentes y con mayores ventajas para su engrase y duración, mientras el bloque puede ser de un material más barato y con menores costos de mecanización.

El tipo de camisa seca adquiere una forma de montaje semejante a la que nos muestra la figura 16.

Estas camisas se hallan insertadas en el material del bloque por un ajuste a presión y para su desmontaje se requiere una prensa hidráulica de puente con una capacidad de trabajo que oscile alrededor de las 60 toneladas, según el diámetro de las camisas. Sin embargo, para el montaje, el valor de las cargas resulta mucho más limitado porque se establece que son necesarios del orden de 2 a 3 toneladas para

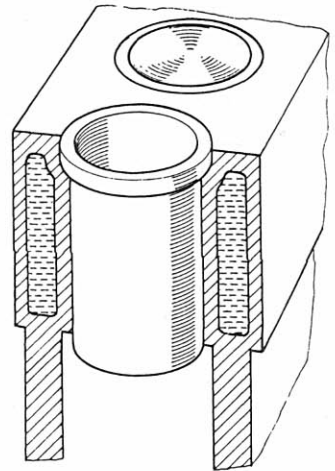


Figura 16. Camisa seca típica insertada en el material del bloque.

las camisas de hasta 60 mm de diámetro, mientras bastarán 4 toneladas para las de entre 60 y 80 mm, y de 5 a 6 toneladas para los diámetros comprendidos entre los 80 y los 100 mm.

Como puede deducirse, el montaje se efectúa por deslizamiento a presión, considerando que los alojamientos de las camisas tengan las tolerancias adecuadas para el paso de las mismas por el orificio del bloque. El mecánico deberá trabajar en colaboración con el rectificador para conseguir los mejores resultados, ya que es fundamental que las camisas queden perfectamente escuadradas con respecto al eje formado posteriormente por el árbol cigüeñal.

Por esta razón es necesario, al iniciar el montaje, tener especial cuidado en que las camisas se encuentren debidamente colocadas a 90° con respecto a los alojamientos del bloque.

La figura 17 muestra un aparato de medición de grados por medio del cual puede conocerse el perfecto escuadrado de la camisa.

También será buena norma emplear para el montaje de estas camisas secas algún líquido que, además de ser lubricante, tenga la particularidad de ejercer una acción oxidante de modo que, una vez instalada la camisa, asegure su total inmovilización.

Desde el punto de vista de la práctica en el taller, un líquido que tiene todas estas cualidades y que está al alcance del mecánico, es el mismo líquido de frenos, el cual puede ser un útil auxiliar en este sentido.

Como quiera que un motor de competición se supone que va a trabajar en condiciones mucho más duras que un motor de serie, a mayor número de r/m y, por consiguiente, también a más altas presiones, es absolutamente necesario cerciorarse del perfecto escuadre de las camisas con respecto al cigüeñal, pues de otro modo puede producirse una grave avería en el motor durante la competición, además de que éste perderá potencia por aumento de las zonas rozantes.

En este sentido tenemos (fig. 18) un dibujo que nos indica los puntos que hay que escuadrar con la máxima exactitud y la forma de llevar a cabo este trabajo.

Consiste en colocar un falso eje (1) en los apoyos del cigüeñal, eje que no hace falta que sea acodado. Tanto el eje como el bloque del motor puede sostenerse por medio de unas cuantas «uves» que sujeten convenientemente el conjunto.

Ahora hay que buscar la perfecta perpendicularidad de cada una de las camisas con respecto al eje postizo, como indican las flechas en la figura.

Si se cumplen estas condiciones puede decirse que el montaje de las camisas es correcto y podrá pasarse después a un rectificado de las mismas para ajustarlas perfectamente a cada uno de los pistones colocado en cada cilindro.

La colocación de camisas secas tiene una cierta complicación adicional en el caso de los motores en V, en donde cada uno de los bloques debe ser alzado y nivelado antes de realizar la presión con la prensa hidráulica para la entrada de la camisa sin desviamientos posteriores.

Dado que la culata ejerce una fuerte presión sobre el bloque cuando está montada y todos los pernos están colocados al adecuado par de apriete, el posicionado

de las camisas suele sufrir una modificación de centésimas. Los buenos preparadores de motores de competición están atentos a todos los detalles y buscando los mejores resultados suelen fabricar una basta pieza de hierro que dispone del mismo número de pernos que la culata original, así como también orificios que suplantán las cámaras de combustión de las culatas. Esto es lo que se llama una «máscara» (ver fig. 19).

Esta «máscara» se coloca en el bloque como si se tratara de una culata, y con sus pernos, al par de apriete adecuado. Teniendo el conjunto mecánico en estas condiciones se pasa a efectuar el trabajo de ajuste de las camisas desde la rectificadora y actuando desde abajo.

De esta manera queda garantizado el perfecto escuadrado de las camisas con respecto al cigüeñal y, por lo mismo, se anulan todos los posibles roces que darían como objeto un desgaste más rápido del motor y una pérdida en su potencia final.

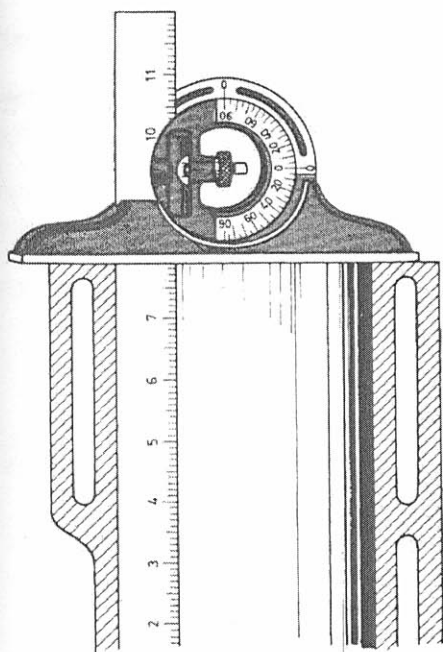


Figura 17. Verificación de la alineación de las camisas, una vez instaladas, para comprobar su perfecto escuadrado con respecto a la pared del bloque y al eje del árbol cigüeñal.

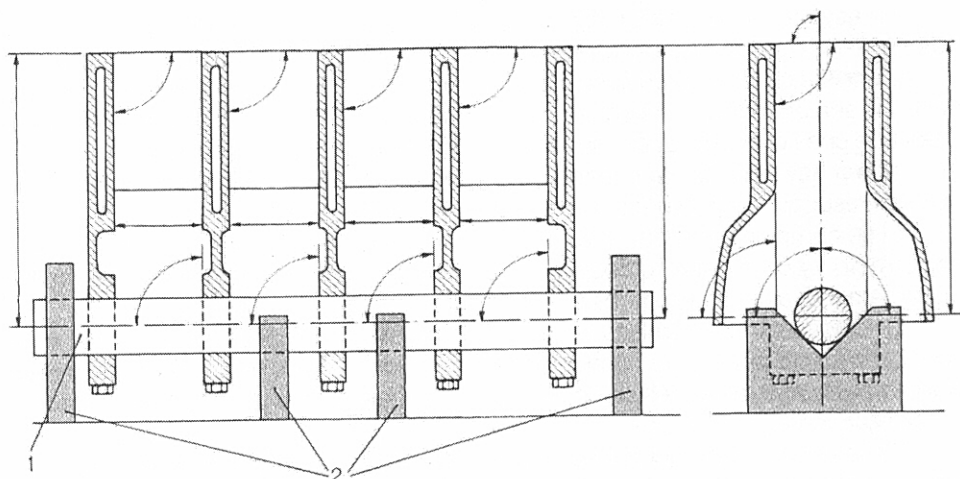


Figura 18. Bloque de cuatro cilindros en donde se indican las mediciones de escuadrado que es conveniente revisar. (1) falso eje no acodado. (2) uves de soporte del eje y del bloque.

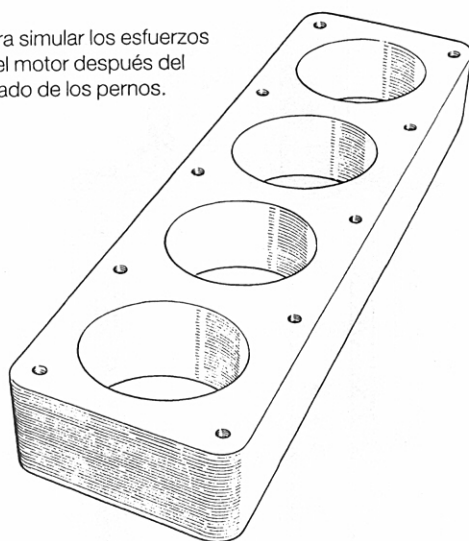
Figura 19. «Máscara» o pieza de hierro para simular los esfuerzos de la culata en las camisas secas del motor después del apretado de los pernos.

Este trabajo se realiza también para el caso de las camisas húmedas que estudiaremos en breve.

Consideraciones acerca de las medidas de las camisas secas

Para finalizar este tema digamos que en las camisas secas ha de tenerse en cuenta también la medida de la longitud de la misma camisa para su perfecto acoplamiento y ajuste al material del bloque. En la parte más elevada de la camisa se encuentra un reborde o valona que viene a resultar unos 4 mm, aproximadamente, más larga que el espacio reservado en el bloque para su instalación. De esta forma, cuando una camisa se coloca a fondo, todavía sobresale del plano superior del bloque unos milímetros.

Por este procedimiento se asegura, mediante la acción de la prensa, un per-



fecto asentamiento de los resaltes que forma la valona en esta parte superior de la camisa.

Este detalle lo podemos ver en la figura 20, en donde tenemos señalada la valona con el número (1), y con (2) la cota que sobresale de la valona sobre el nivel de la superficie del bloque. Esto permite que el pistón de la prensa hidráulica ejerza todavía presión sobre la camisa, una vez ésta se haya ajustado perfectamente al material del orificio del bloque.

Con este procedimiento se consigue instalar perfectamente la camisa seca pues el pistón de la prensa la obliga hasta el final del alojamiento.

Una vez montada la camisa se pasará a anular la cota 2 de la figura 20. Para ello basta con la ayuda de una lima plana de grano fino, con la que deberá limarse hasta conseguir eliminar la mayor parte del material que sobresale.

Posteriormente, el acabado final se realiza por rasqueteado o por aplanado, hasta enrasar la superficie superior de la camisa con la del material del bloque.

Camisas húmedas

Las camisas húmedas están en contacto con el líquido de refrigeración de la forma que se puede apreciar en la figura 21.

La refrigeración del cilindro es ahora más directa y también resulta más fácil el desmontaje y montaje de este tipo de camisas, pero su fijación no resulta tan segura y robusta como en el caso, que vimos anteriormente, de las camisas secas.

Para el desmontaje y montaje de las camisas húmedas el procedimiento es el mismo que se utiliza tradicionalmente en el taller. Vamos a resumirlo de una manera muy breve.

Hay que tener muy en cuenta en este trabajo que siempre se adquiere la camisa conjuntamente con su pistón, sus aros y su eje de émbolo, o bulón, los cuales

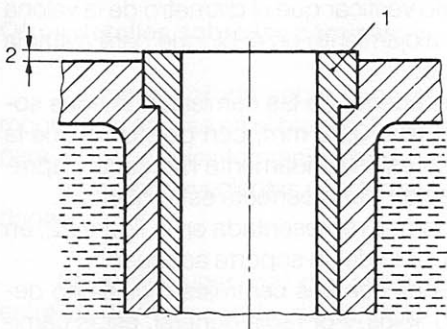


Figura 20. Saliente de las valonas en las camisas secas. (1) valonas. (2) cota de sobremedida de la valona.

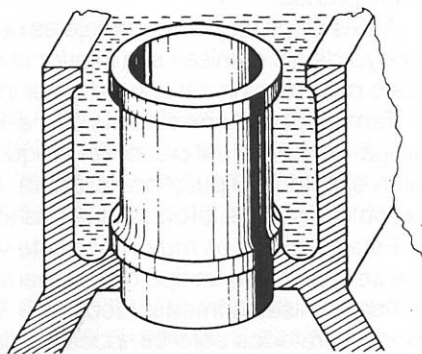
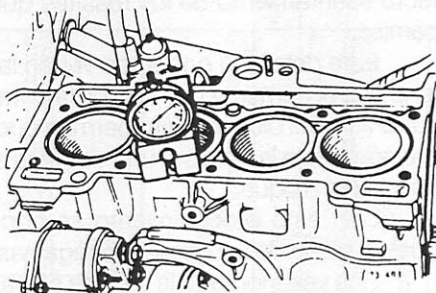


Figura 21. Camisa húmeda montada en el bloque de cilindros.

Figura 22. Medición del borde superior de las camisas húmedas con respecto al plano del bloque.



nunca son intercambiables, de modo que han de marcarse para que no puedan ser confundidos llegado el momento del montaje definitivo.

Las camisas húmedas vienen también del proveedor provistas de sus correspondientes anillos, o juntas de estanqueidad, convenientemente lubricados para conseguir un montaje más fácil.

Como que la camisa húmeda no tiene apenas material de fricción por el que deslizarse, su montaje es bastante fácil y sencillo. Una vez retirada la camisa vieja con la ayuda de un extractor, se pasa a colocar la nueva, la cual, previamente habrá sido dotada de su junta de estanqueidad.

Luego, ayudándose de un taco de madera dura colocado sobre la parte superior de la camisa, se golpea con cuidado con la ayuda de un martillo de cabeza blanda, repartiendo los golpes por toda la superficie superior de la camisa, protegida esta vez con el taco de madera. A medida que la camisa recibe los golpes se irá colocando en su alojamiento sin ofrecer demasiada resistencia.

Si las camisas tienen, como elemento de estanqueidad, en lugar de junta circular de cobre, una serie de anillos tóricos de goma alojados en acanaladuras practicadas sobre la superficie externa de la propia camisa, el montaje convendrá realizarlo con una prensa.

Antes de proceder al montaje es necesario verificar que el diámetro de la valona de apoyo de las camisas sea inferior al de su alojamiento en el bloque para evitar la rotura o deformación del cilindro al ser instalado.

También es imprescindible que el borde superior de las camisas húmedas sobresalga del borde del plano del bloque de 0,10 a 0,20 mm, con objeto de que la presión ejercida después por la culata, cuando esté debidamente montada y apretada con sus pernos, proporcione una total fijación y una perfecta estanqueidad.

Esta medición es muy importante y la tenemos representada en la figura 22, en la que se realiza con un tipo de comparador dotado de un soporte adecuado.

Las camisas húmedas deben ser instaladas con sus centrajes o guías no demasiado apretados pero tampoco demasiado flojos. Por regla general, estas camisas se instalan en los bloques de cilindro cuando éstos se encuentran completamente terminados, tanto en sus diámetros externos como interiormente. Si existiera una fijación excesivamente rígida entre las camisas y sus alojamientos sería fácil que

se produjeran deformaciones que darían como resultado el «gripado» de los pistones cuando éstos se dilataran o incluso una gran dificultad para su montaje cuando la deformación es muy importante.

En los datos que insertamos a continuación se pone de manifiesto las tolerancias entre bloques y camisas húmedas con respecto a sus asientos. Las tolerancias indicadas lo son para obtener, en los centrajes o guías que estén situados en la zona alta o baja de la camisa, un asiento con deslizamiento fácil o duro, según los casos, y también las tolerancias correctas para dar a las camisas con valona un juego que permita su libre dilatación.

Diámetro de centraje superior e inferior

<i>Camisa.</i>	Máximo: - 0,030 mm Mínimo: - 0,006 mm	Deslizamiento fácil.
<i>Bloque.</i>	Máximo: + 0,030 mm Mínimo: - 0,00 mm	Deslizamiento duro.
<i>Camisa.</i>	Máximo: - 0,100 mm Mínimo: - 0,029 mm	Deslizamiento duro.

Diámetro de valonas

<i>Camisa.</i>	Máximo: - 0,100 mm Mínimo: - 0,174 mm	Deslizamiento giratorio holgado.
<i>Bloque.</i>	Máximo: + 0,190 mm Mínimo: - 0,00 mm	Deslizamiento giratorio holgado.

Otros detalles sobre las camisas

Ya hemos citado sobre la necesidad de mecanizar la valona una vez ya sea montada la camisa en el bloque. Este trabajo debe realizarse con la máxima atención para evitar posibles formaciones de grietas entre la brida y el cuerpo de la camisa.

Estos inconvenientes pueden ser evitados si se llevan a cabo los siguientes cuidados:

En primer lugar, hay que asegurarse de que exista una perfecta concentricidad entre los diámetros de la valona, de los centrajes y del cuerpo de la camisa.

En segundo lugar, deberemos estar seguros de que el contacto de la superficie inferior de la valona y su asiento en el bloque se realiza por completo en toda su superficie de apoyo.

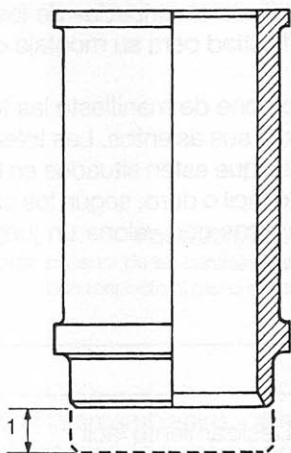


Figura 23. Camisa a la que se le ha recortado la falda. (1) cota que indica la cantidad de material de recorte efectuado en la base de la camisa.

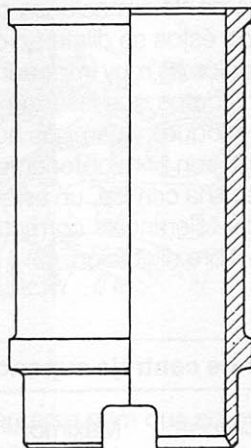


Figura 24. Camisa con escotaduras en la falda para permitir el paso de la biela.

Además, deberemos asegurarnos de que no haya problemas de espacio en la camisa para conseguir el paso de las bielas cuando el pistón sube o baja de su P.M.S. y aquéllas se inclinan a uno y otro lado.

En aquellas transformaciones en las que se ha aumentado la cilindrada a base de aumentar la carrera del motor (poco aconsejables hoy en día, sin embargo), la camisa debe asegurar, por la zona de su falda, el libre paso de la biela en sus movimientos oscilatorios de arrastre de su correspondiente codo del cigüeñal.

En la figura 23, por ejemplo, tenemos una camisa que ha sido recortada con el fin de facilitar el libre paso del cuerpo de la biela. La distancia señalada con (1) significa un recorte de material llevado a cabo en la base de la camisa. Si esta solución no pudiera llevarse a cabo, hay que prever la formación de unas escotaduras laterales que se correspondan con los lugares por los que bascula el vástago de la biela (ver fig. 24); estas escotaduras permitirán el paso alternativo del vástago.

Por supuesto, estas características de la base de la camisa deben tenerse en cuenta antes de proceder a su montaje. Hay que calcular de antemano lo que vamos a hacer con el motor y las consecuencias que cada cambio puede tener en el conjunto de las piezas vecinas.

Rectificado y pulido de cilindros

Una vez instaladas las camisas y en la seguridad de haber alcanzado el perfecto escuadrado de las mismas, se debe continuar hasta dejar las paredes internas del cilindro en perfectas condiciones de ajuste y pulido para recibir el paso del pistón.

Las camisas húmedas pueden ajustarse y pulirse de forma independiente del bloque, pero no ocurre lo mismo con las camisas secas, ya que éstas pueden haber sufrido durante la operación del montaje tensiones que hayan modificado, aunque sólo sea ligeramente, sus medidas a lo largo de todos los diámetros del cilindro. Por lo tanto, en el caso de las camisas secas, es necesario realizar unas operaciones complementarias de rectificado y pulido de los cilindros antes de dar por terminado el trabajo.

Una vez instaladas las camisas se ha de actuar en ellas siguiendo los mismos procedimientos propios de los bloques con cilindros labrados en su mismo material, salvo el caso de que las cuchillas rectificadoras efectuaran ahora un menor corte de material, debido a que las camisas vienen de fábrica más ajustadas a los pistones que las anteriores.

En todo caso, la operación comienza por una medición muy precisa del diámetro del pistón y una medición, igualmente precisa, del diámetro interior de la camisa.

Para efectuar esta medición tan exacta se utiliza con preferencia un comparador de esfera, el cual nos puede proporcionar valores muy precisos sobre el diámetro interno de la camisa (ver fig. 25).

También puede utilizarse un micrómetro de interiores, como se aprecia en la figura 26, pero resulta más rápido y cómodo el sistema indicado anteriormente.

Si la diferencia de medición con respecto al pistón es grande, se puede comenzar por someter el cilindro a un arranque de material relativamente importante hasta

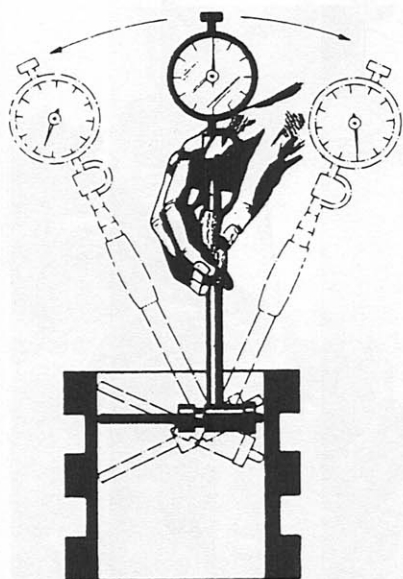


Figura 25. Comprobación del estado de un cilindro con la ayuda de un comparador de esfera.

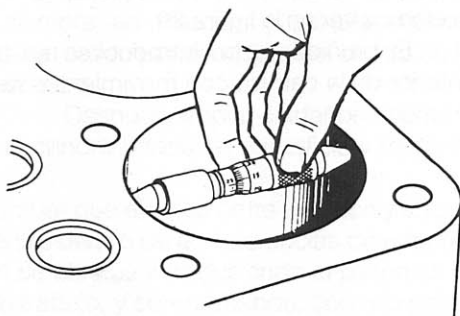


Figura 26. Comprobación del diámetro interior de un cilindro con la ayuda de un micrómetro de interiores.

alcanzar en el cilindro un diámetro que sea menor, de 0,20 a 0,25 mm, con respecto a la medida exacta a la que debe producirse el ajuste de cilindro y pistón.

Llegados a este punto deberemos someter el cilindro a un rectificado por medio de una rectificadora vertical, la cual tiene por misión arrancar algo de material para dejar las medidas muy precisas. Estas máquinas utilizan piedras abrasivas de carburo de silicio montadas sobre útiles portamuelas de diseño especial para que limiten la presión ejercida contra las paredes del cilindro mientras se está produciendo el rectificado.

Las primeras pasadas del rectificado se efectúan utilizando piedras de dureza de 150 a 180 y tamaño de grano J o K, hasta llegar a un diámetro inferior en 0,005 mm al de la cota nominal.

Después se dan unas pasadas de acabado con piedras de grado 220 y grano H o I, hasta conseguir medidas de un diámetro que se encuentre dentro de las tolerancias de acabado. En los motores preparados para competición esta tolerancia suele ser de 0,04 mm por cada 100 mm de diámetro.

La máquina pulidora se parará cada quince o veinte desplazamientos y se verificará la medida obtenida por medio del comparador de esfera, como ya vimos, o bien con un micrómetro de interiores.

La última operación de acabado se efectúa a base de un bruñido, utilizando una herramienta bruñidora unida a una taladradora de mano (ver fig. 27).

Este trabajo se lleva a cabo escogiendo el bruñidor adecuado con respecto al diámetro del cilindro a bruñir y aplicándolo al husillo de una taladradora con la que se aseguren unas revoluciones mínimas de 300 r/m y máximas de 800 r/m.

Previamente se le aplican unas gotas de aceite al aparato bruñidor (ver fig. 28). Este aceite puede ser del tipo corriente de aceite mineral para motor pero de un grado de 10 a 30 SAE.

A continuación se pone en funcionamiento la taladradora dentro de los límites de velocidad indicados. Una vez puesta en marcha la herramienta, colocar el bruñidor por el interior de las camisas, como podemos ver en la figura 29.

El bruñidor debe introducirse en el interior de la camisa con movimientos re-

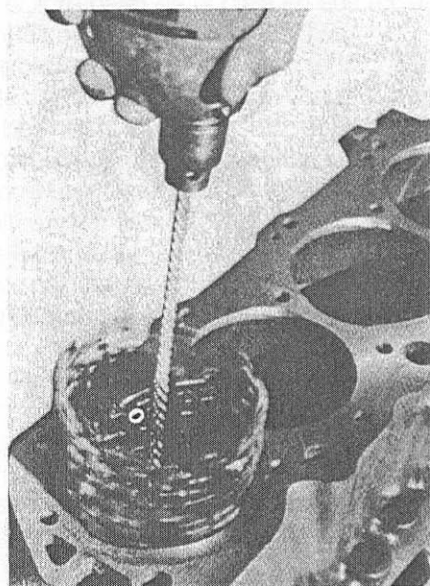


Figura 27. Operación de bruñido de la superficie de un cilindro con la ayuda de una herramienta bruñidora de la marca FLEX-HONE.

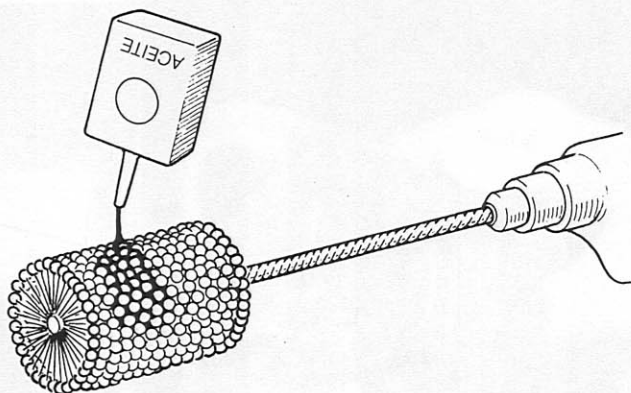


Figura 28. Se comienza el trabajo con la aplicación de unas gotas de aceite sobre la herramienta bruñidora.

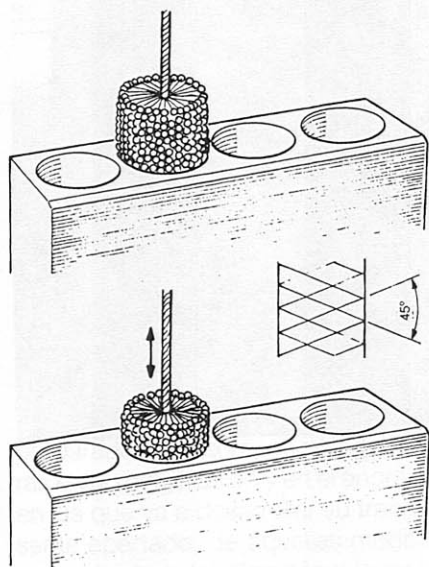


Figura 29. A continuación se pasa la herramienta bruñidora por el orificio del cilindro, haciéndola penetrar ya en marcha y efectuando un movimiento de vaivén. Debe retirarse del cilindro manteniendo siempre el movimiento de rotación de la herramienta.

gulares de vaivén y por una duración de sólo entre 20 a 40 segundos para obtener un resultado perfecto.

Cuando haya transcurrido el tiempo indicado se debe retirar el bruñidor, siempre en marcha, y pararlo cuando haya salido por completo del orificio de la camisa.

Después, limpiar cuidadosamente el cilindro y toda su superficie y retirar la

más, mínima traza de abrasivo o de aceite.

La siguiente prueba consiste en comprobar que el juego entre el pistón y su correspondiente cilindro sea tal que se encuentre dentro de las tolerancias de adaptación de ambas piezas. Esta comprobación se efectúa introduciendo el pistón en el interior del cilindro, en la misma posición de trabajo, y comprobando, con una galga de espesores, el valor del ajuste logrado. Operación que puede verse en la figura 30.

El ajuste puede considerarse correcto cuando la galga entra y sale de su posición con sólo un ligero esfuerzo de tracción, tal como ocurre en toda medición con

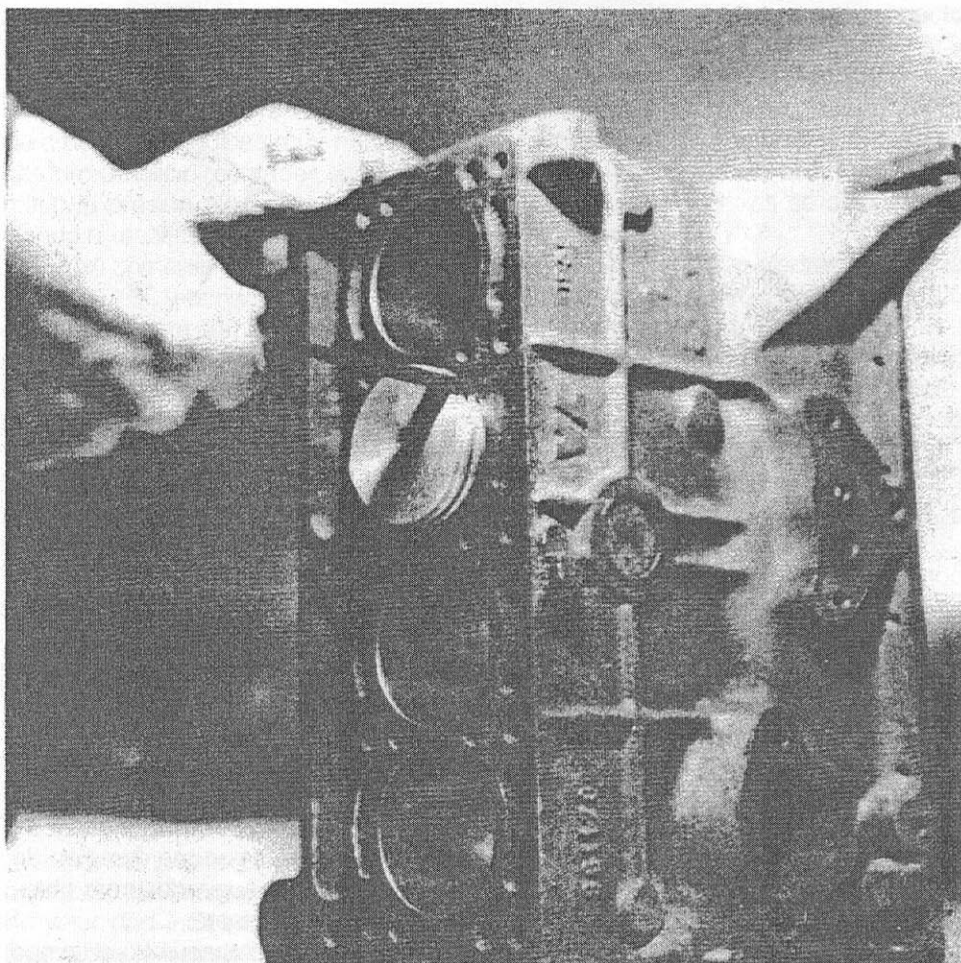


Figura 30. Comprobación del juego del pistón en el cilindro.

galgas de espesores. Si la galga no entra y sale con esta facilidad, será necesario ajustar de nuevo los valores del diámetro de la camisa, efectuando una ligera pasada con la pulidora hasta obtener los resultados indicados.

Como quiera que el esfuerzo necesario para extraer una galga de espesores de un huelgo determinado depende del criterio del mecánico, existen unas normas que hacen más precisa esta comprobación, a base de utilizar un dinamómetro para estirar la galga una vez introducida entre pistón y cilindro. Cuando se prepara un motor de competición hay que trabajar muy fino y las galgas de espesores, sean de la medida que sean, deben extraerse con una tensión del dinamómetro de 150 gramos.

En la figura 31 se está utilizando un dinamómetro (1) para efectuar la compro-

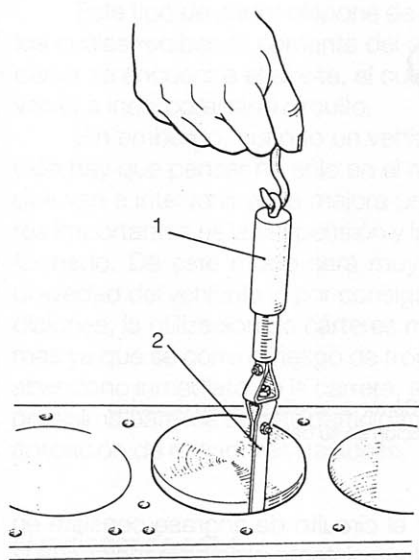


Figura 31. Comprobación de la galga de espesores adecuada según su tensión de retirada, medida con un dinamómetro. (1) dinamómetro. (2) galga de espesores.

bación del paso de la galga de espesores (2) entre el pistón y su cilindro correspondiente. Ésta es la técnica que deberemos utilizar.

Con lo dicho damos por terminado el tema de los trabajos realizados exclusivamente sobre el bloque, los cuales vamos a complementar, en el próximo apartado, con los trabajos relativos a la mejora de la lubricación del motor.

Trabajos en la lubricación

Las condiciones más duras de trabajo a las que va a verse sometido un motor preparado para competición deben ser contrarrestadas con la aportación de mejoras en la refrigeración y en el engrase para que pueda soportar las duras condiciones en las que va a desarrollar su trabajo en lo sucesivo. Vamos a ocuparnos, en el presente apartado, de aquellas modificaciones importantes que tienen que ver con el aumento de la lubricación y la mejora del engrase en todos los órganos vitales del motor.

El cálculo de un sistema de engrase está basado en las necesidades que del mismo tiene un motor. De esta forma cuando los ingenieros trabajan en el proyecto de un determinado motor de serie adecuan la cantidad de aceite, el grosor de los conductos de transporte del mismo, la presión de la bomba y su caudal a las condiciones más duras a que puede estar sometido el motor, las cuales son muy tolerables con respecto a lo que a una unidad de este motor le puede esperar cuando sus presiones (y por lo tanto, sus rozamientos) van a ser mucho más elevadas, de acuerdo con el aumento de la potencia esperada y lograda para la nueva versión.

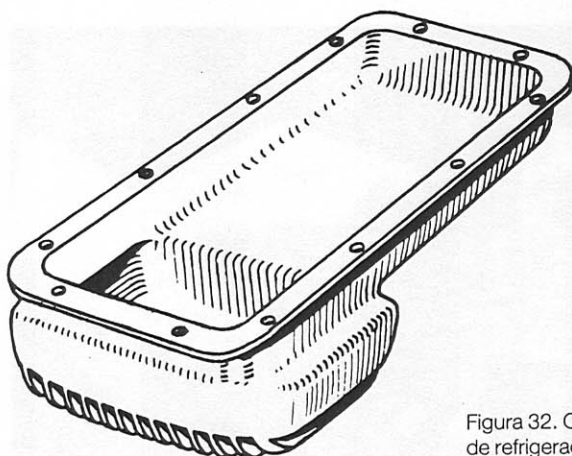


Figura 32. Cárter de aceite provisto de aletas de refrigeración en su base.

Uno de los primeros trabajos para mejorar el circuito de engrase consiste en tratar de encontrar un nuevo cárter, dotado de algún sistema propio de mejora de la refrigeración del aceite.

El nuevo cárter puede ser una pieza que se obtenga en los talleres dedicados al diseño y fabricación de piezas para el mejoramiento de los motores. En estos casos debe considerarse como mejores aquellos cárteres de aleaciones ligeras provistos de aletas para la refrigeración del lubricante que permanezca en su base. Un tipo de estos cárteres puede verse en la figura 32.

Los resultados obtenidos con esta medida son, sin embargo, más bien modestos, de modo que, para conseguir refrigerar el aceite y que éste colabore a la refrigeración de la parte baja del tren alternativo y de las válvulas del motor sin que la alta temperatura le haga perder sus cualidades de viscosidad, se ha acudido a soluciones a veces muy ingeniosas como la presencia de cárteres/radiador, del tipo del presentado en la figura 33.

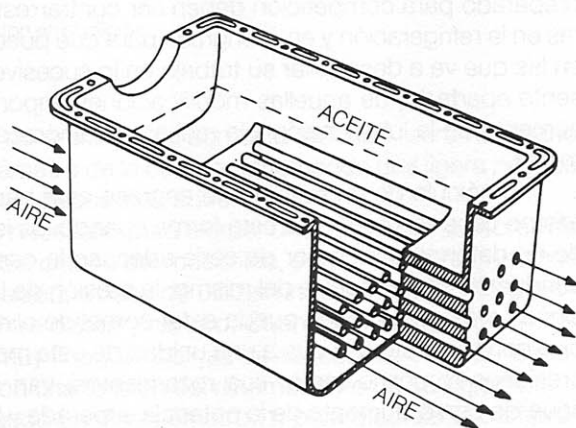


Figura 33. Cárter de aceite refrigerado por medio de tubos pasantes por cuyo interior circula el aire opuesto a la dirección de la marcha.

Este tipo de cárter dispone de una serie de tubos que lo atraviesan por el fondo, los cuales reciben la corriente del aire enfrentado a la marcha. En el interior de este cárter se encuentra el aceite, el cual se refrigera rápida y económicamente antes de volver a incorporarse al circuito.

Sin embargo, cuando un vehículo se prepara debidamente para una competición hay que pensar no sólo en el motor, sino también en todos los demás factores que van a intervenir en la mejora preconizada. No cabe duda que uno de los factores importantes es la suspensión y las condiciones aerodinámicas del vehículo transformado. De este modo será muy probable que se acuda a rebajar el centro de gravedad del vehículo y, por consiguiente, a acercar al suelo los bajos. En estas condiciones, la utilización de cárteres más grandes suele presentar importantes problemas ya que se corre el riesgo de tropezar con el firme y reventarlos, lo que significa el abandono inmediato de la carrera, además de la pérdida del aceite en el asfalto, peligrosísima para los demás participantes. Por esta razón, el sistema más utilizado es la aplicación de radiadores de aceite.

El radiador de aceite

El radiador de aceite se instala en serie en el circuito de engrase, de modo que el aceite se ve precisado a pasar por el radiador antes de hacerlo por el filtro y establecer su circuito. Mientras tanto, ha dejado buena parte de su energía calorífica en el radiador, lo que significa que el aceite se mantiene en mejores condiciones para cumplir la función que se le encomienda, además de retardar en mucho su degradación, condiciones importantes en una carrera larga.

El radiador de aceite puede colocarse en un punto elevado y en directa contraposición al aire de la marcha, de modo que su utilidad práctica resulta indiscutible. No obstante, hay que cuidar que las canalizaciones sean lo más cortas posible para evitar caídas de presión de la bomba de engrase.

Los elementos que forman un radiador de aceite los podemos ver en la figura 34, en la cual se presenta uno de los llamados «kits» de montaje, aplicable a un motor de serie.

En primer lugar tenemos señalado en (1) el mismo radiador, el cual puede ser tan grande como se desee (aunque hay que tener en cuenta que el aceite debe trabajar a una elevada temperatura de por sí, de modo que tampoco es nada recomendable que trabaje completamente frío. Se fabrican radiadores de 13, 16, 19 elementos, etc., siendo cada vez más efectivos en la misión que se les encomienda a medida que disponen de mayor número de elementos.

Estos radiadores suelen fabricarse de aluminio aunque puede emplearse también el cobre, que se desprende fácilmente y resulta muy resistente.

El segundo de los elementos importantes de acoplamiento de este kit es el adaptador al filtro de aceite (2). Esta sencilla pieza se acopla antes del filtro y se encarga de recibir el aceite procedente del radiador, lo pasa por el filtro y lo envía al interior del motor para que siga su circuito clásico.

Finalmente, además de los otros adaptadores que se observan en la figura, es

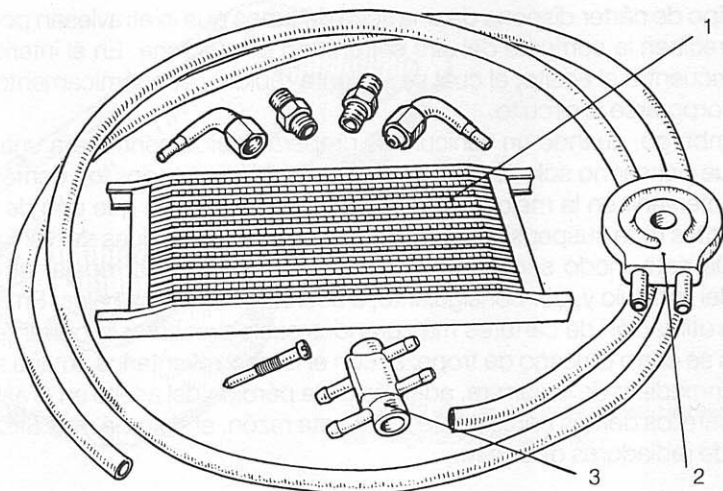


Figura 34. Conjunto de un equipo o «kit» para la instalación de un radiador de refrigeración del aceite.
(1) radiador de aceite. (2) adaptador para el filtro de aceite. (3) termostato de control de la temperatura.

importante destacar la presencia del termostato (3), el cual tiene la importante misión de permitir el paso del aceite por el radiador únicamente cuando su temperatura es superior a los 85 °C, de modo que el radiador no interviene cuando el motor está frío.

El montaje definitivo de este equipo se puede ver en la figura 35.

Modificaciones en el cárter

En lo que respecta al engrase, el hecho de trabajar la temperatura del aceite no lo es todo; por el contrario, son muchos los factores que pueden colaborar a que el engrase se efectúe deficientemente, y que hay que tener en cuenta.

Una de las causas de defectos se produce en las curvas. En ellas, el vehículo suele ir a alta velocidad y ello crea un sentido de vaivén muy acusado en el interior del cárter que hace que la masa de aceite se desplace y la bomba se quede sin líquido. Esta situación suele darse en un solo y determinado sentido de las curvas, pero durante unos segundos, hasta que el aceite no regresa al fondo del cárter, la bomba no ha mandado aceite a los puntos clave del motor.

Para evitar este problema, los preparadores de motores de competición deben estudiar soluciones, algunas tan sencillas como las siguientes:

Durante el trazado de una curva, con fuerte acción de la inercia, el comportamiento del aceite es el mostrado en la figura 36.

La masa de aceite que se encuentra en el interior del cárter tiende a desplazarse

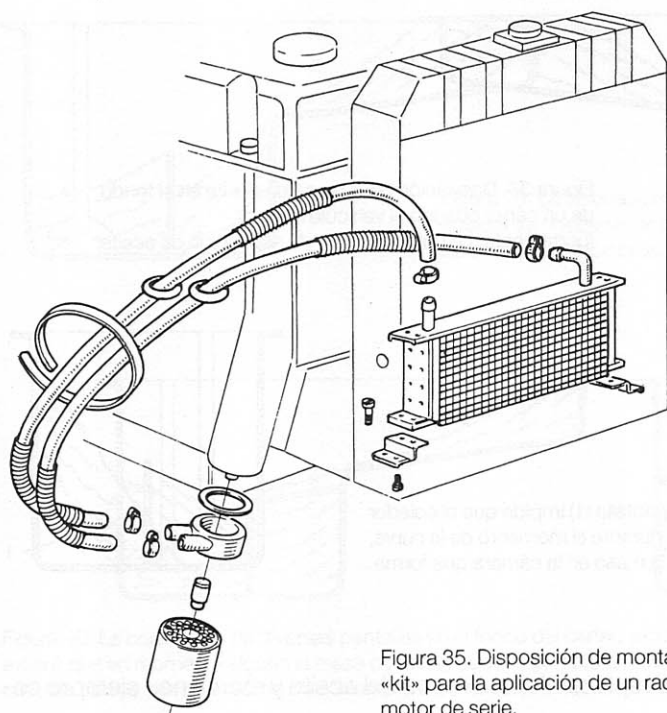


Figura 35. Disposición de montaje de las piezas que forman un «kit» para la aplicación de un radiador de aceite a un motor de serie.

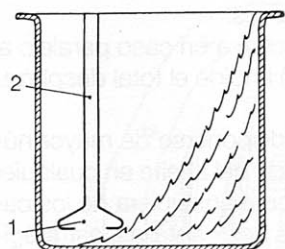


Figura 36. Desviación de la masa de aceite en el fondo de un cárter cuando el vehículo describe una curva. (1) colador o filtro de aspiración de aceite. (2) tubería de acceso a la bomba de aceite.

y deja sin suministro al colador (1) de toma de aceite, el cual sube por (2) hasta la bomba de engrase. Durante unos segundos, la bomba se queda sin aceite y el motor, lógicamente, tampoco lo recibe.

Lo mismo ocurre en el momento de la aceleración de forma similar a lo que puede verse en la figura 37. Dado que el motor preparado para la competición va a disponer de mayor potencia, la aceleración será mucho más considerable y, durante ella, el aceite tenderá a retirarse hacia la parte trasera del motor de modo que, al igual que en el caso de la figura 36, durante unos segundos la toma del colador quedará sin aceite (1).

Para solucionar este defecto se dispone de pantallas soldadas al cárter, por el

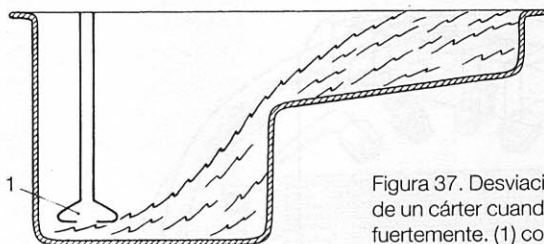


Figura 37. Desviación de la masa de aceite en el fondo de un cárter cuando el vehículo acelera fuertemente. (1) colador o filtro de aspiración de aceite.

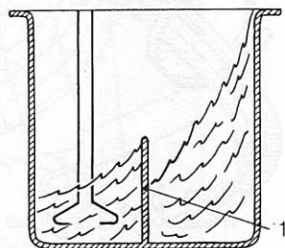


Figura 38. La colocación de la pantalla (1) impide que el colador se quede sin aceite, durante el momento de la curva, por retener una parte de la masa en la cámara que forma.

interior, que impiden este desplazamiento brusco del aceite y mantienen siempre cebada la zona del colador.

En la figura 38 tenemos una posible solución con la adición de una pantalla (1) en el centro de los bajos del cárter, mediante la cual se asegura que permanezca aceite en el colador incluso durante la trazada de fuertes curvas.

Del mismo modo, en la figura 39 ofrecemos una solución a un caso paralelo al de la anterior figura 37. De nuevo vemos que la pantalla (1) impide el total desplazamiento del aceite y no se desceba la zona del colador.

Según la categoría del vehículo y de la pista, puede disponerse de mayor número de pantallas por medio de las cuales se impida la salida del aceite en cualquier dirección. Tal es el caso que se puede ver en la figura 40 para cualquiera de los casos a los que aquí nos estamos refiriendo. La presencia de tres pantallas, estratégicamente dispuestas, evitará que el motor quede sin alimentación de aceite aun cuando, en la pista, tenga que desplazarse por largos curvones que, de otro modo, mantendrían sin alimentación durante unos peligrosos segundos, el circuito de engrase.

El estudio de las fuerzas centrífugas que intervienen en la dinámica de una carrera de competición, nos lleva a considerar que el interior de una tapa de cárter ha de estar repartida en compartimentos no estancos, por medio de los cuales se pueda frenar el movimiento constante que originan las curvas y las aceleraciones, que causan grandes desplazamientos de la masa del aceite. Es necesario conseguir controlar estas fuerzas para que en ningún caso el motor quede sin el suministro de aceite al colador de la bomba de aceite.

En la figura 41 se muestra la distribución de los muchos compartimentos reali-

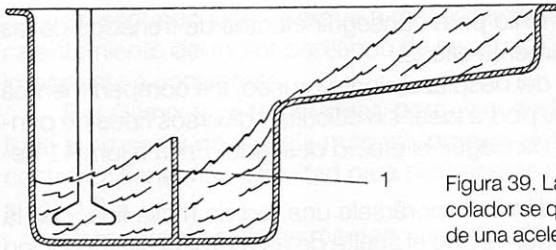


Figura 39. La colocación de la pantalla (1) impide que el colador se quede sin aceite durante el momento de una aceleración brusca.

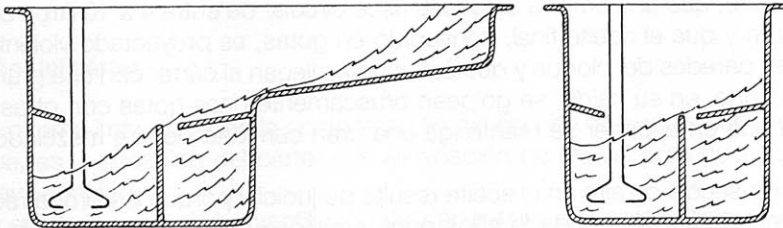


Figura 40. La colocación de diversas pantallas en el fondo del cárter, estratégicamente dispuestas, evitará que en momento alguno la masa de aceite se aleje completamente del colador, tanto en el caso de curvas cerradas como de aceleraciones bruscas.

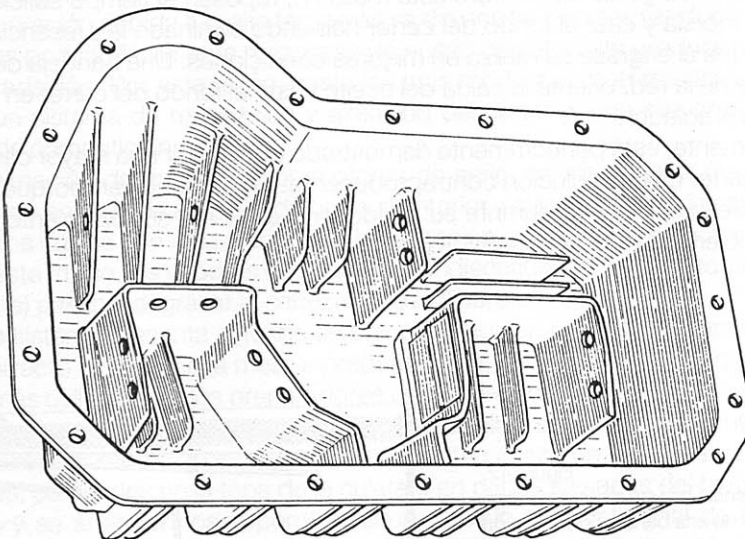


Figura 41. Vista de un cárter debidamente trabajado por medio de pantallas para conseguir evitar el desplazamiento completo de la masa de aceite durante la marcha.

zados en una tapa de cárter de aluminio para conseguir efectos de frenados de las masas. El resultado final ha sido altamente eficaz.

Bajo el criterio de que, a pesar del desplazamiento brusco, los compartimentos quedan llenos de aceite, el mecánico podrá idear sin dificultad diversos tipos de pantallas y número de las mismas para conseguir el efecto deseado. En la figura 41 hemos visto un ejemplo.

Al cárter de aceite puede también incorporársele una red de malla fina, con la misión de reducir la energía cinética con la que el aceite de un motor de competición vuelve al cárter después de haber efectuado su paseo por el interior del circuito de engrase.

Piénsese que, a 7.000 r/m, la velocidad del cigüeñal y de los pistones es muy considerable; que una bomba de aceite hace circular de entre 4 a 10 litros de aceite por minuto y que el aceite final, convertido en gotas, es proyectado violentamente contra las paredes del bloque y que estas gotas llegan al cárter con una gran inercia de modo que, en su caída, se golpean bruscamente unas gotas con otras, lo que provoca que en el cárter se mantenga una gran cantidad de aire mezclado con el aceite.

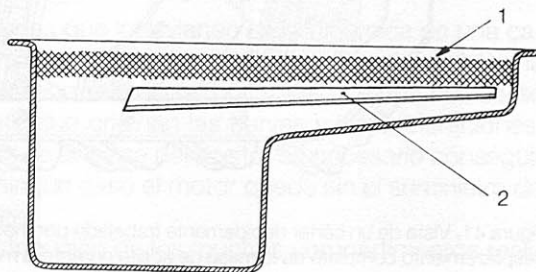
La presencia de aire en el aceite resulta perjudicial porque la bomba reduce su caudal real de aceite mandado a los puntos críticos de engrase, situación que se agrava, precisamente, en el momento más crítico, es decir, aumenta a medida que el motor funciona a mayor número de r/m.

Desde el punto de vista de la preparación de motores de competición, da buenos resultados proceder a la instalación de una red de malla tupida, colocada cubriendo la parte alta del cárter (figura 42).

Cuando las gotas caen sobre esta malla (1), reposan el tiempo suficiente para perder su inercia y caer al fondo del cárter habiendo eliminado la presencia de aire, de modo que el engrase se realiza en mejores condiciones. Una bandeja de plancha (2), debajo de la red, orienta la caída del aceite hasta el fondo del cárter en el que se encuentra el colador.

Finalmente, está perfectamente demostrado que añadir una mayor cantidad de aceite al cárter es una solución contraproducente. En primer lugar, porque el cigüeñal, si tropieza con aceite durante su rápido giro, aumenta su rozamiento y pierde, por consiguiente, la fuerza absorbida por este roce.

Figura 42.
La presencia de una malla de filtrado (1) y de una bandeja de recogida y orientación de aceite (2) permitirá al aceite deshacerse de las pequeñas partículas de aire recogidas durante su proyección por las paredes del bloque.



En segundo lugar, porque a mayor cantidad de aceite aumenta la dificultad de calentamiento del motor partiendo de su situación de frío, lo cual es un inconveniente importante a considerar.

Por último, y en tercer lugar, porque cuando el aceite está caliente lo está para toda su masa y no trabaja más frío porque exista más cantidad, sino más bien lo contrario: tiene más dificultad para deshacerse del calor que transporta a lo largo de su circuito.

Para que el aceite se mantenga dentro de una temperatura correcta de funcionamiento hay que acudir a su refrigeración y ya hemos visto que la mejor solución se encuentra en la utilización de los radiadores de aceite: esta solución es la más utilizada por los mecánicos que se dedican a preparar motores de competición.

Aireación del cárter

Otro tema importante en la consideración del circuito de engrase con respecto al bloque, es la aireación del cárter y la eliminación de los vapores nocivos que el aceite lleva consigo.

En efecto, la aireación o ventilación del cárter tiene por objeto eliminar del interior de éste y de las cavidades de la parte inferior del bloque de cilindros, los gases y vapores procedentes de los cilindros a través de las juntas de los aros, así como los producidos por el propio aceite sobrecalentado al realizar su función de lubricación y refrigeración.

La composición de estos gases es muy diversa y puede encontrarse en ellos residuos de gasolina, agua por condensación, aire y elementos químicos resultantes de la evaporación debida a la alta temperatura del aceite. Si estos residuos no fueran evacuados podrían fácilmente mezclarse de nuevo con el aceite produciendo su rápida degradación. Por esta razón, hasta los más modestos motores de serie tienen previsto un sistema de renovación y aireación del cárter y, con mayor motivo, los motores de competición.

La aireación del cárter, en los motores de serie, se efectúa por medio de un conducto de entrada de aire dirigido hacia su interior y otro conducto de salida de los vapores, los cuales son arrastrados por la depresión creada en el colector de admisión. De este modo, los vapores de aceite (que indiscutiblemente tiene todavía poder engrasante) pasan a engrasar la cabeza de los cilindros.

Este sistema presenta algunos defectos, como son su facilidad para desequilibrar el correcto dosado de la mezcla preparada por la inyección, por lo que no es el sistema más utilizado por los preparadores de motores de competición.

Lo que suele hacerse, generalmente, es acudir a sistemas de circulación forzada de aire, por medio de tomas que se enfrentan al aire de la marcha. Por medio de racores, colocados en la tapa de la culata o en partes elevadas del bloque, se insufla aire y se arrastran los vapores hacia un nuevo conducto final de expulsión, desde el que parten los gases a un depósito auxiliar (de unos dos litros de capacidad aproximadamente), el cual se comporta como un recuperador que guarda estos residuos durante el tiempo en que se produce la competición.

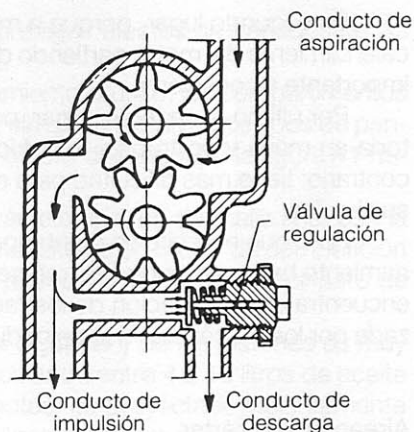


Figura 43. Esquema de una bomba de engranajes dotada de válvula de regulación para el ajuste de la presión.

De acuerdo con el procedimiento que se acaba de explicar se puede ver que no se ensucia el motor ni hay alteración en el dosado, y se evita verter a la atmósfera gases nocivos, así como la caída de éstos, en forma de gotas, sobre la pista.

La bomba de engrase

Existen dos sistemas de bombas de engrase que son las más utilizadas en los motores de automoción: la bomba de engranajes y la de rotores excéntricos, también conocida con el nombre de bomba de tipo Eaton.

Un esquema de una bomba de engranajes lo tenemos en la figura 43. El aceite adquiere la presión necesaria a través del rápido giro de las dos ruedas dentadas de que consta la bomba, de modo que en el conducto de impulsión, o de salida del líquido, existe una elevada presión con respecto a la presión reinante en el conducto de aspiración.

Desde el punto de vista de la preparación de motores, lo que más interesa de esta bomba es su *válvula de regulación*, también conocida con el nombre de *válvula de descarga*. Esta válvula va provista de un muelle ajustado a un valor muy preciso, el cual cede cuando la presión en el circuito adquiere determinados límites, de modo que no permite que la presión en el circuito sea excesiva.

A este respecto cabe indicar que una bomba de engrase correcta es aquella capaz de garantizar al motor un caudal y una presión de aceite adecuada a todo tipo de régimen de giro, pero, al mismo tiempo, que este caudal y presión no sea proporcional al número de r/m del motor. Es decir, no se trata de conseguir una bomba que esté proporcionando una presión de 1,5 atmósferas a 1.000 r/m y que llegue a alcanzar 10,5 atmósferas a 7.000 r/m ($1,5 \times 7$). Por el contrario, un motor de competición difícilmente podrá mantenerse en buenas condiciones con presiones que superen las 6 atmósferas, de modo que lo máximo que puede hacerse (salvo el caso de aplicar una bomba de engrase del mismo tipo pero dotada de una mayor fiabilidad

para impedir su rotura en marcha) es actuar sobre el ajuste de la válvula de regulación.

Aumentando o disminuyendo la carga del muelle podemos conseguir variar la presión máxima que la bomba puede alcanzar. Según el tipo de válvula de descarga, este aumento de presión puede realizarse por medio de la adición de arandelas o bien un tornillo de reglaje. Los resultados obtenidos deberán medirse con un manómetro de precisión para asegurarse de que, en ningún caso, la presión obtenida superará las 6 atmósferas en caliente.

Las bombas Eaton también disponen de un sistema de válvula de descarga similar al indicado.

Engrase por el sistema de cárter seco

Cuando un motor se diseña directamente para la competición, tal como ocurre con los motores de los coches de Fórmula, el diseño del circuito de engrase puede llevarse a un máximo extremo de perfección; una de las soluciones que mayormente contribuye a ello es, sin duda, el engrase por el sistema de cárter seco, el cual elimina todos los defectos que pueda tener el tipo de engrase que hemos visto anteriormente.

En los motores de serie en los que se trabaja para ser transformados, este sistema de cárter seco también podría aplicarse (aunque por medio de complicadas modificaciones), pero tiene el inconveniente de que, en la mayoría de los reglamentos deportivos no está autorizada esta clase de transformación, de modo que suele ser necesario el sistema de engrase tradicional.

El sistema de cárter seco está compuesto por un depósito de aceite independiente del mismo motor. En los coches de competición es corriente que el depósito se encuentre en la parte opuesta al lugar donde se encuentra ubicado el motor y, por medio de bombas de alimentación, sea trasladado hasta la bomba de presión, la cual habitualmente se encuentra en el exterior del motor (fig. 44).

El funcionamiento del sistema es el siguiente: Dos de las bombas, situadas a ambos extremos del bloque de cilindros, o con las boquillas de aspiración colocadas a ambos extremos de la tapa-cárter del motor, tienen por objeto recoger el aceite depositado en el fondo de ésta, procedente del sobrante de los órganos lubricados y de la válvula de descarga, y transportarlo a través de tuberías elásticas de alta presión hasta el tanque de reserva, haciéndolo circular anteriormente por el filtro y por el radiador de enfriamiento.

La bomba de engrase propiamente dicha aspira el aceite del tanque de reserva a la temperatura correcta de funcionamiento, gracias al prolongado circuito de enfriamiento de que dispone y de la gran cantidad de aceite contenido en el depósito, cuyo volumen acostumbra a ser de unos 15 a 20 litros, introduciéndolo en la caja de la válvula reguladora de presión, de la que sale a través de las diferentes canalizaciones para efectuar su función de engrase en las distintas zonas del motor sometidas a fricción o rodadura.

En la figura 45 puede verse un esquema general de funcionamiento de un cir-

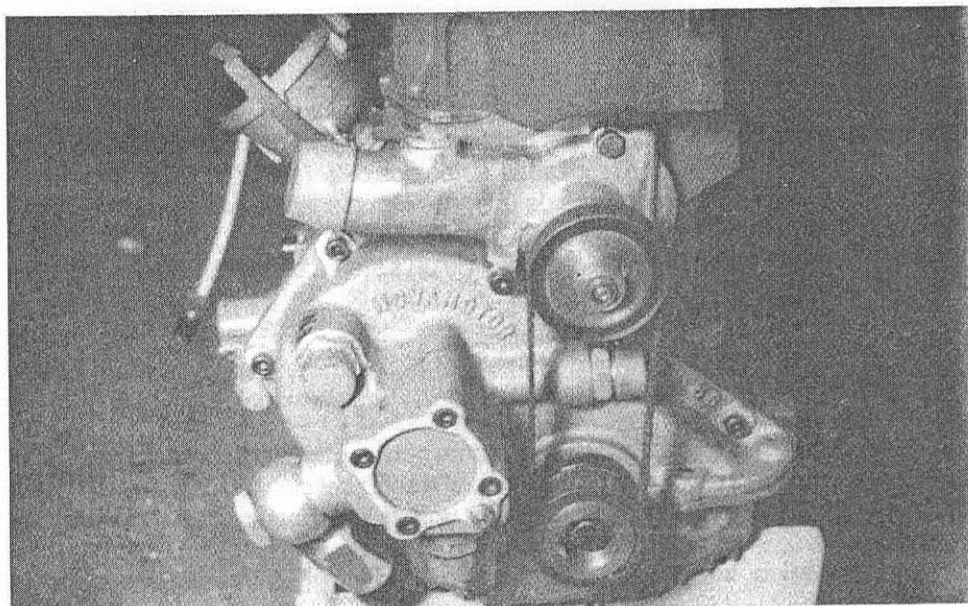


Figura 44. Bomba de presión de aceite en el exterior del motor, accionada por correa.

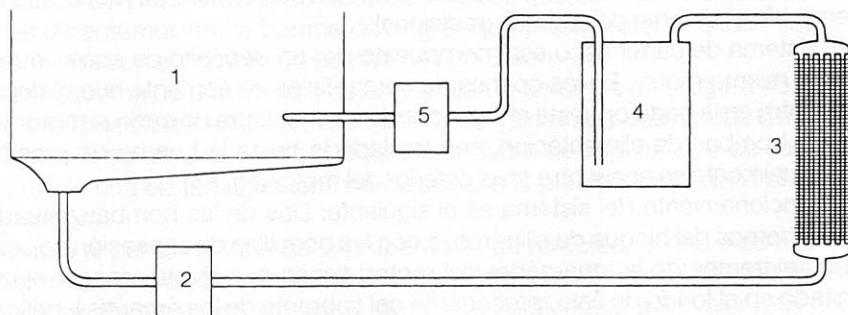


Figura 45. Esquema de un circuito de engrase por cárter seco propio de un motor de competición. (1) motor. (2) bomba de evacuación del cárter. (3) radiador de refrigeración del aceite. (4) depósito de aceite. 5, bomba de engrase.

cuito de cárter seco. En este caso, consta de solamente dos bombas, que son: la bomba de evacuación del cárter (2), que manda el aceite caliente hacia el radiador del refrigeración de aceite (3), y la bomba de engrase (5) que es la que succiona del depósito general de aceite (4) y manda a presión el líquido lubricante hacia las zonas propias de engrase del motor. La temperatura es ahora mucho más baja que la que consigue en el aceite de los motores corrientes y pese a la elevada irradiación de

calor que se produce en un motor altamente revolucionado, el aceite se mantiene dentro de los límites de temperatura más adecuados para cumplir la delicada función que ya conocemos.

Desde el punto de vista práctico tenemos, en la figura 46, la distribución práctica del circuito de cárter seco en su aplicación a un motor de carreras. El depósito de aceite (1) independiente se halla colocado en un lugar fresco de la carrocería. Las flechas indican el paso del circuito que se establece en este caso.

El aceite pasa, en primer lugar, hacia el radiador (2) y a la temperatura correcta mínima de funcionamiento pasa al interior del motor (3), donde se dedica a circular por todo el circuito de engrase que se le encomienda.

Posteriormente, el aceite es devuelto a un reducido cárter (4) desde el que es aspirado por una bomba (5) y mandado, de nuevo a través del filtro (6), al depósito independiente de aceite.

En el depósito se decanta el aceite, de modo que aquí se separa por completo de todo residuo de aire y queda perfectamente preparado para volver al motor en las mejores condiciones posibles.

Por otra parte, el sistema no queda afectado por los desplazamientos laterales y longitudinales que proporciona la inercia en el caso de las curvas y las aceleraciones, de modo que no es necesario tomar las medidas que comentamos para los sistemas de cárter de aceite tradicionales.

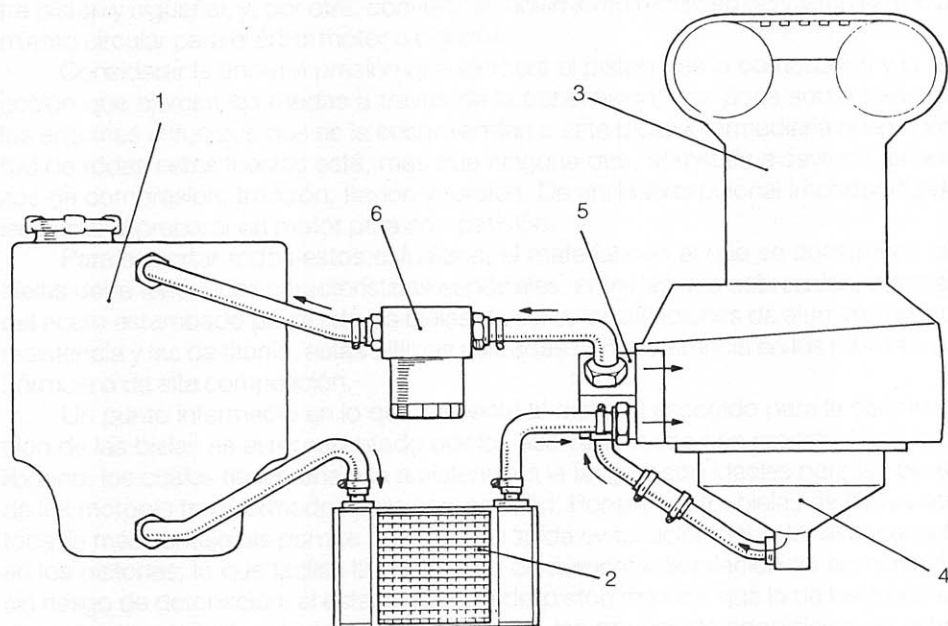


Figura 46. Esquema práctico de la disposición de un circuito de engrase por cárter seco. (1) depósito de aceite. (2) radiador de refrigeración. (3) motor. (4) fondo del cárter seco (5) bomba de impulsión. (6) filtro de aceite.

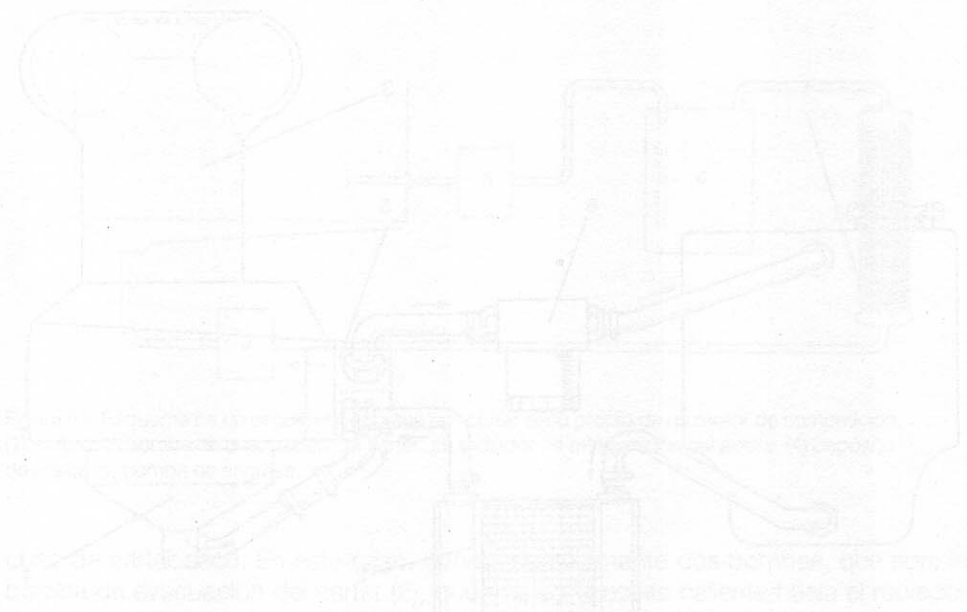
Con lo dicho ponemos punto final a este capítulo dedicado al bloque de cilindros. Antes de abandonar este tema vamos a dar un consejo sobre la pintura del bloque.

Se ha demostrado que el color negro es el más efectivo para irradiar calor, de modo que, cuando se ha desmontado el bloque y, después de mecanizado y ajustado de la forma que hemos visto en el presente capítulo, y se tiene que preparar para el montaje de las demás piezas, el color más adecuado para pintarlo exteriormente es el negro que es el que está en mejores condiciones para deshacerse del calor interno que se genera en el motor.

Puede que los colores brillantes, como el gris claro o el amarillo, sean mucho más atractivos cara al espectáculo del motor en sí, pero solamente el color negro resulta efectivo para la finalidad de desprendimiento del calor. Por ello lo aconsejamos.



Fig. 1. - Bloque de cilindros, desmontado, mostrando la forma final.



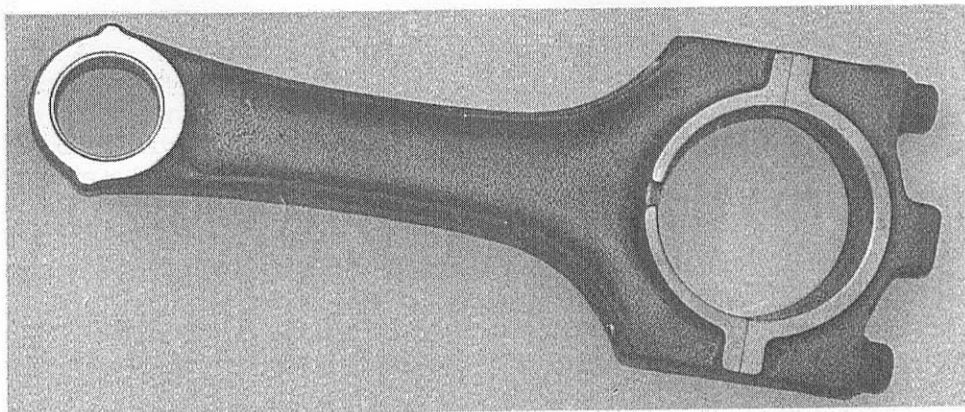
3. Las bielas en los motores de competición

Todo mecánico conoce sobradamente lo que es una biela y la función que ejerce como intermediaria entre el pistón y el codo o manivela correspondiente del cigüeñal para transmitir, por una parte, el movimiento creado por la combustión entre pistón y cigüeñal, y, por otra, convertir el movimiento rectilíneo del pistón en movimiento circular para el árbol motor o cigüeñal.

Considerar la enorme presión que ejercerá el pistón tras la combustión y la reacción que ejercen las ruedas a través de la transmisión, nos pone sobre aviso de los enormes esfuerzos que se le encomiendan a esta pieza intermediaria que en virtud de todas estas fuerzas está, más que ninguna otra, sometida a severos esfuerzos de compresión, tracción, flexión y torsión. De ahí la excepcional importancia de las bielas al preparar un motor para competición.

Para soportar todos estos esfuerzos, el material con el que se construyen las bielas debe tener unas características especiales, entre las que sobresalen, además del acero estampado propio de las bielas de serie, las aleaciones de aluminio de alta resistencia y las de titanio, estas últimas utilizadas con preferencia en los motores de Fórmula o de alta competición.

Un punto intermedio en lo que respecta al material escogido para la construcción de las bielas es el representado por los aceros aleados con cromo-níquel-molibdeno, los cuales tienen una alta resistencia a la fatiga y son ideales para las bielas de los motores transformados para competición. Por supuesto, bielas de titanio son todavía más ventajosas porque permiten la rápida evacuación del calor almacenado en los pistones, lo que facilita la posibilidad de aumentar la relación de compresión sin riesgo de detonación, al estar la cabeza del pistón más fría que la de los motores que se valen de bielas de acero. Sin embargo, los precios de adquisición de estas bielas pueden ser prohibitivos para desembolsarlos en la preparación de un motor de serie, y todo ello suponiendo siempre que el reglamento de la competición permita el cambio de las bielas.



Biela de motor de competición debidamente aligerada, en comparación con otra biela de un motor de serie.

Resistencia a la flexión por pandeo

Sea cual sea el material elegido, lo que se ha de tener en cuenta es la capacidad de las bielas para soportar los esfuerzos a que estará sometida una vez preparado el motor para competición.

Uno de los mayores esfuerzos a que debe hacer frente una biela es a su resistencia a la flexión por pandeo, situación que se presenta más acusadamente en los motores de biela larga que en los motores de biela corta.

Con el fin de conseguir que un motor pueda girar a mayor número de r/m, los preparadores han ido insistiendo cada vez más en la construcción de motores supercuadrados, en los cuales el diámetro del pistón es superior a la carrera que desarrolla. Este sistema consigue una cámara de combustión con cabida para cuatro válvulas y la bujía; además, puede disponer de buenos efectos de turbulencia y, finalmente, permite el uso de una biela corta, con lo que los efectos de pandeo son mucho más reducidos.

Además, las bielas cortas son, lógicamente, más ligeras y ello permite también aumentar el número de r/m del motor con menos esfuerzo y atenuando los efectos nocivos creados por una excesiva inercia.

Los motores de serie con bielas largas no son los más adecuados para competir con éxito con los motores de bielas cortas, a pesar de que éstas, al obligar al motor a tener una carrera más larga, también tengan sus ventajas, por ejemplo, fatigar menos las paredes del pistón con respecto a las del cilindro ya que ofrecen menor oblicuidad en sus giros y, por consiguiente, una menor presión lateral que las bielas cortas.

En general, todas las bielas trabajan, en los momentos de mayor carga, sometidas a esfuerzos de flexión por pandeo. Para el cálculo de su sección en función de su longitud y de la fuerza ejercida sobre ella, se considera el trabajo de las bielas

como el de una columna y las fórmulas varían según se considere la columna empotrada o libre en sus extremos.

En el caso concreto de las bielas de motor de automoción, podemos considerarlas como un caso mixto entre las de columnas empotradas por sus extremos y las de extremos libres.

Pueden considerarse libres en sus extremos dentro del plano de oscilación y, en este sentido, el esfuerzo de flexión de pandeo actúa sobre toda la longitud del vástago de la biela, tal como podemos ver en A (fig. 1). Pero en el sentido perpendicular al plano de oscilación, la biela puede considerarse como una columna de extremos empotrados, actuando el esfuerzo de flexión por pandeo solamente en la mitad central del vástago (esquema B de la citada figura 1).

Debido a que el momento flector es proporcional al cuadrado de la longitud sobre la que actúa la fuerza de flexión por pandeo, este momento será cuatro veces mayor en el sentido del plano de oscilación que en el plano perpendicular al mismo. De ahí la forma de sección en H que se suele dar al vástago para que presente una mayor resistencia.

Se deduce pues que, para un mismo peso de la biela, es preferible emplear bielas de sección robusta y corta longitud, mejor preparadas para soportar los efectos de flexión por pandeo.

Así pues, son preferibles las bielas cortas, aun a riesgo de aumentar la presión lateral del pistón sobre la pared del cilindro, que puede compensarse con el desplazamiento del eje de giro.

Trabajos de mejoramiento de las bielas

Las bielas son unos elementos bastante delicados y deben ser manipulados con una cierta experiencia y conocimiento de causa.

El trabajo que comportan las bielas puede resumirse en los tres siguientes puntos:

- Reforzamiento de los pernos de fijación.
- Aligeramiento del peso de la biela.
- Equilibrado de bielas.

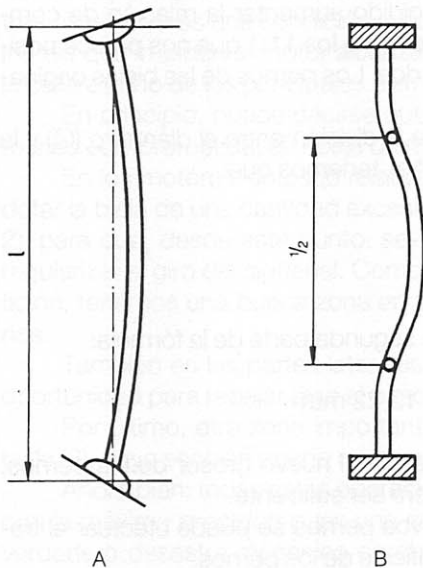


Figura 1. Efecto de la flexión por pandeo en una barra que trabaja en condiciones parecidas a las de una biela. (A) extremos libres. (B) extremos empotrados. (1) longitud total.

Vamos a ver cada uno de estos puntos por separado, dedicando a cada uno de ellos la extensión que merece.

Refuerzo de los pernos de fijación

Mejorar la fijación de las tapetas de las bielas con objeto de asegurarnos de una mayor fiabilidad en los pernos de fijación, es un trabajo bastante sencillo. Únicamente consiste en aumentar los diámetros de los orificios destinados a alojar los pernos proporcionalmente al aumento del índice de compresión que se pretenda obtener en el nuevo motor.

Las fórmulas para determinar el diámetro de los nuevos pernos son las siguientes:

$$n\varnothing = S \times nR; s = \frac{\varnothing}{R}$$

En estas fórmulas los términos son los siguientes:

n \varnothing = nuevo diámetro de los pernos modificados.

S = fracción de diámetro de los pernos primitivos por unidad de relación de compresión.

nR = nueva relación de compresión del motor mejorado.

\varnothing = diámetro de los pernos primitivos.

R = relación de compresión antes de la mejora.

Pongamos un ejemplo para aclarar la utilización correcta de esta fórmula.

Supongamos un motor al que hemos decidido aumentar la relación de compresión desde los 9:1 iniciales del motor de serie hasta los 11:1 que nos parece posible de acuerdo con los cálculos técnicos realizados. Los pernos de las bielas originales disponen de un diámetro de 10 mm.

Buscaremos el factor **S** que se deduce de la división entre el diámetro (**\varnothing**) y la relación de compresión antes de la mejora (**R**). Así, tenemos que:

$$S = \frac{\varnothing}{R} = 1,1111$$

Con este dato podemos pasar a realizar la segunda parte de la fórmula:

$$n\varnothing = 1,1111 \times 11 = 12,22 \text{ mm}$$

Así pues, la medida de 12,22 mm deberá ser el nuevo grosor de los pernos, que podremos redondear a 12 mm, lo que deberá ser suficiente.

Una vez calculado el diámetro de los nuevos pernos se puede efectuar el trabajo de taller sobre las cabezas de biela y los orificios de los pernos.

En primer lugar se despoja la cabeza de biela sobre la que se va a trabajar de los semicojinetes de fricción. Luego, se monta la tapeta o sombrerete y se colocan los pernos como si fuéramos a montar definitivamente la biela, apretándolos con llave dinamométrica a sus valores de apriete final.

La siguiente operación consiste en sujetar la cabeza de biela así preparada a un tornillo de banco, cuidando de que el sombrerete no pueda ser retirado al sacar uno de los pernos, es decir, que queden bien sujetas ambas partes de la biela en las garras de la mordaza. A continuación se retira el perno de modo que se muestre a la vista el total del orificio entre las dos partes.

Ahora se procede a un escariado de este orificio, utilizando para esta operación escariadores fijos de corte helicoidal. La operación debe hacerse, dada la naturaleza de la herramienta empleada, con cortes progresivos de 0,25 mm hasta alcanzar una medida del diámetro interno que esté de acuerdo con el aumento de diámetro que hemos calculado.

Una vez terminada esta operación se coloca el perno sobremedida que previamente habremos seleccionado de acuerdo con nuestro cálculo. Lo apretaremos al valor de par adecuado, con llave dinamométrica.

Una vez terminada una parte realizaremos la misma operación en la parte contraria. De esta forma habremos colocado los pernos sobremedida en ambos lados.

Aligeramiento del peso de la biela

Uno de los trabajos más delicados a la vez que más corrientes a la hora de actuar en las bielas para un motor de competición es, sin duda, el de rebajar el peso de las bielas, comprometiendo lo menos posible su resistencia. Aligerar las masas del tren alternativo es una condición indispensable para conseguir reducir las fuerzas de inercia que impiden al motor alcanzar regímenes de giro elevados, y en este trabajo la biela es uno de los principales elementos.

En principio, puede decirse que los puntos en los que conviene, de una forma menos comprometida, el rebaje de material son los señalados en la figura 2.

En los motores lentos (o relativamente lentos) que proceden de serie, se suele dotar la biela de una cantidad excesiva de material en la zona del sombrerete (1) (fig. 2), para que, desde este punto, se ejerza una función de contrapeso que tienda a regularizar el giro del cigüeñal. Como que éste no es el caso de un motor de competición, tenemos una buena zona en la que podremos obtener resultados satisfactorios.

También en las partes laterales del pie de biela (2) (fig. 2) disponemos de una oportunidad para rebajar algo el peso de la biela.

Por último, otra zona importante de rebaje es la misma caña del cuerpo de la biela (3), cuya sección puede rebajarse ligeramente sin peligro.

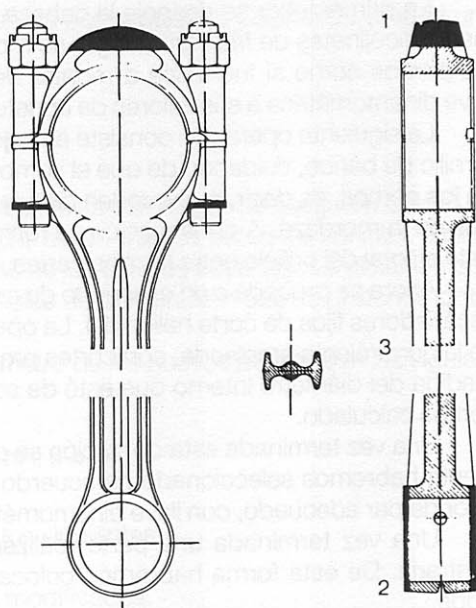
Ahora bien: todas estas operaciones son bastante delicadas y han de realizarse con la máxima precisión pues una rotura en marcha de este elemento ocasiona un verdadero desastre mecánico en el motor. Por lo tanto, vamos a dar una serie de

Figura 2. Lugares en los que es posible aligerar el peso o mejorar una biela. (1) en el contrapeso de la cabeza. (2) en los laterales del pie. (3) en el cuerpo de la biela.

normas que será conveniente que se tengan en cuenta cuando se trabaje en las bielas para mejorar un motor.

Para llevar a cabo las operaciones de aligerado y pulido de las bielas se precisa disponer de una máquina rectificadora de mano, tal como las del tipo «rotaflex», a las que ya nos hemos referido.

Estas máquinas nos permiten acceder a todos los rincones de las bielas y deben poder trabajar a un mínimo de 15.000 r/m. Para este trabajo han de utilizarse muelas de carburo de silicio.



Pie de biela

El rebaje del pie de biela lo consideramos en la figura 3. Las zonas tramadas son aquellas de las que se ha de sacar el material para conseguir el aligeramiento de esta parte de la biela.

La parte del contrapeso superior (1) puede ser eliminada por completo dejando que el refuerzo que forma el pie de biela tenga una forma completamente redondeada.

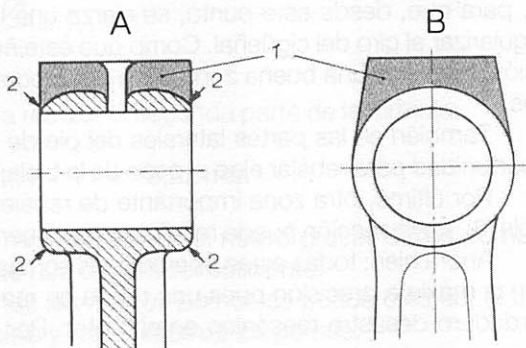


Figura 3. Rebaje de material en la parte del contrapeso del pie de biela. (1) contrapeso que se puede rebajar. (2) redondeado del pie de la biela. La parte tramada corresponde al material eliminado. (A) y (B) diferentes vistas de un mismo pie de biela.

Tal como se aprecia en (A), de la citada figura 3, la zona alta del pie de biela puede también ser redondeada (2) para hacer desaparecer, en caso de que existan en la biela de serie, los cantos vivos de la parte exterior del pie de biela.

En esta zona, la profundidad máxima de rebajado será de 1,50 mm en la parte exterior del alojamiento del bulón, o eje del pistón, y será conveniente darle una forma oval, es decir, que proporcione una sección mayor en el centro de apoyo del bulón que vaya disminuyendo hacia los extremos, tal como se muestra en (A).

En cuando al rebaje de las caras laterales del pie, o sea las partes que señalamos con (2) en la figura 2, se efectuará hasta una profundidad máxima de 2 mm por cada flanco.

Caza de biela

La zona de donde más sustancialmente vamos a perder peso será, sin duda, la parte de la cabeza de biela ya que en ella es donde los constructores de motores de serie suelen ubicar los mayores contrapesos.

La eliminación del contrapeso no compromete en nada la robustez de la biela, de modo que si el motor debe girar a bastante mayor número de vueltas por minuto, hemos de llevar a cabo este rebaje.

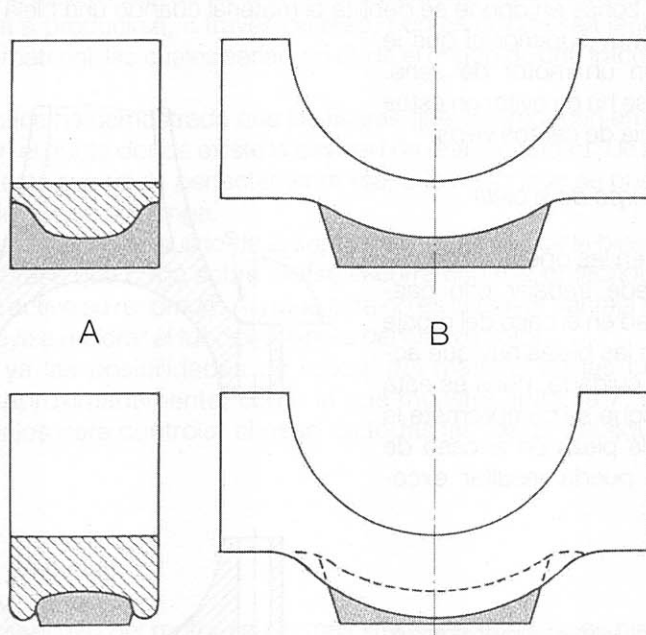


Figura 4. Rebaje de material en la zona del contrapeso de la cabeza de biela en dos tipos de bielas de diferente diseño. La parte tramada corresponde al material eliminado. (A) y (B) diferentes vistas de una misma cabeza de biela.

El criterio a seguir para efectuar este trabajo es el mostrado en la figura 4, según el tipo de construcción de la biela.

La parte tramada es la parte que es posible aligerar. El espesor depende del diseño de la biela y también, por supuesto, del tamaño de la misma pero, en general, puede sacarse varios milímetros sin que ello comporte problemas en la robustez y la fiabilidad de la biela.

Es importante dejar redondeada la parte de la que se ha quitado el material pues la forma de puente es la que ofrece la garantía necesaria para conseguir la mayor resistencia del sombrerete.

Otro punto importante a tener en cuenta en la zona de la cabeza de biela es el material que queda en los alrededores del alojamiento de cada uno de los pernos. Es la parte que hemos dibujado en la figura 5.

Es importante que el orificio se mantenga perfectamente perpendicular al esfuerzo de tracción que ejercerá, durante la marcha, el bulón. Por lo tanto, hay que asegurarse del perfecto escuadrado de esta parte, indicada en la figura (1).

También es importante redondear las zonas de apoyo de la cabeza de los pernos o de su tuerca de sujeción en las partes indicadas (2) en la citada figura 5, para evitar los cantos vivos a través de los cuales podría ser el inicio de una fisura que acabara con la rotura de la biela.

Los puntos más conflictivos en los que se detecta la mayor cantidad de las roturas de las bielas son los señalados con flechas en la figura 6.

Éstas son zonas en donde se debilita el material cuando una biela es sometida a un esfuerzo muy superior al que le corresponde en un motor de serie. Por esta razón se ha de evitar en estas zona la presencia de cantos vivos.

Rebaje en el cuerpo de la biela

Así como en las operaciones anteriores se puede trabajar con bastante tranquilidad en el caso del rebaje en el cuerpo de las bielas hay que actuar con sumo cuidado, pues es ésta una zona en la que se compromete la resistencia de la pieza en el caso de un rebaje que pueda resultar excesivo.

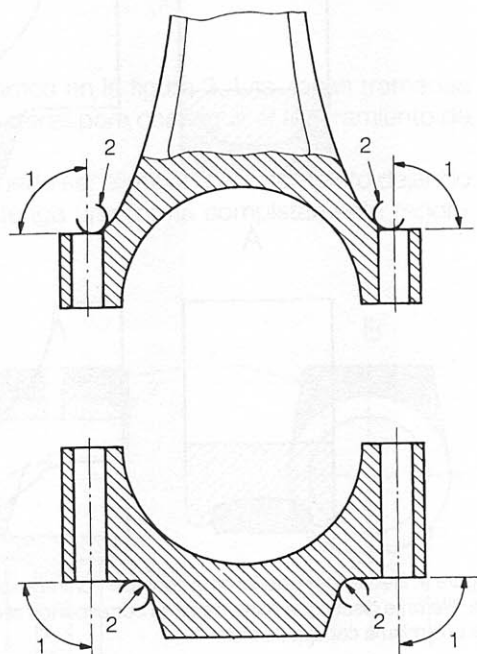


Figura 5. Trabajos a llevar a cabo en la cabeza de biela. (1) escuadrado del orificio de alojamiento de los pernos. (2) redondeado de los cantos vivos para alojamiento de la cabeza o tuerca de los pernos.

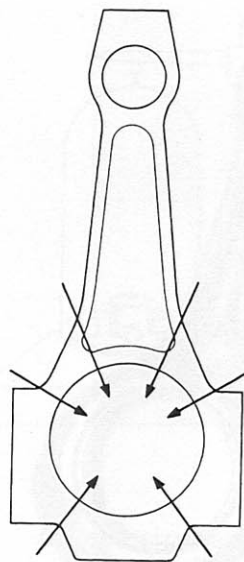


Figura 6. La flechas indican los lugares en los que más frecuentemente se originan grietas que acaba con la rotura de las bielas.

En buena lógica, para que el rebaje de esta parte pueda resultar significativo se debería someter la biela a un control de resistencia, con máquinas especiales, y a través de complicados cálculos determinar el exceso de material sobrante aun cuando el motor pueda estar sometido a un mayor e importante esfuerzo. Pero si se parte de un motor de serie, los resultados no nos iban a dejar gran margen porque los ingenieros que estudiaron la biela para el motor de serie seguro que, con el fin de optimizar los costes, adoptaron una biela muy ajustada a los esfuerzos que ha de soportar.

En la gran mayoría de los casos lo mejor que puede hacer el mecánico es pulir el cuerpo de la biela a base de eliminar de ella todas las rugosidades para asegurarse de que no va a producirse, a través de ellas, puntos donde sea fácil que se inicien grietas en el material, las cuales serían sin duda el origen de una fractura posterior de la biela.

La práctica ha demostrado que las fisuras que se producen en una biela están originados en el punto donde existe la cavidad de una rugosidad. De ahí la importancia de dejar esta superficie perfectamente lisa, o lo mejor que se pueda con las herramientas de que se disponga.

Además, el perfecto pulido de la superficie del cuerpo de la biela permite que el aceite de engrase que caiga sobre ella se escurra con mayor facilidad, lo que hace que el aceite active su recorrido. Aunque ésta no es la mayor ventaja del pulido, también contribuye a mejorar el funcionamiento del futuro motor.

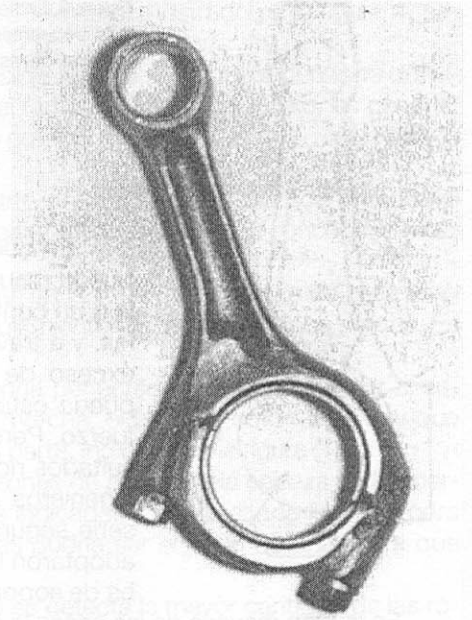
Vistas ya las posibilidades de rebaje del material de las bielas para que nos quede, aproximadamente, como la que muestra la figura 7, continuaremos con los trabajos para controlar el peso de todas las bielas y el equilibrado de las mismas.

Equilibrado de bielas

Para que el giro del motor sea lo más «redondo» posible es necesario que todos los órganos de su tren alternativo pesen lo mismo, regla que se refiere tanto a los pistones como a las bielas, bulones y contrapesos del cigüeñal.

La biela tiene considerable responsabilidad en las vibraciones transversales al

Figura 7. Biela aligerada.



acelerar el motor a altos regímenes de giro; por ello hay que vigilar que, después de haber efectuado el rebaje de material, unas bielas pesen mucho o sensiblemente menos que otras.

Aunque existe una cierta tolerancia, y una diferencia de 2 gramos entre la biela más pesada y la menos pesada del equipo suele considerarse aceptable, es preferible que todas las bielas pesen exactamente lo mismo.

Además, el peso debe verificarse tanto en la zona de la cabeza como en la del pie de biela y es preciso hallar las diferencias en cada una de estas zonas para conseguir su buen equilibrado.

En la figura 8 podemos ver una balanza que nos permite realizar este pesaje de un modo sencillo y efectivo. En el ejemplo nos hallamos frente al caso de verificar el peso de la cabeza de biela. Con la ayuda de un soporte fijo colocamos la biela entre el soporte que sostiene su pie y el platillo de medición, procurando que quede paralela al suelo.

Por medio de los necesarios pesos en el platillo contrario llegaremos al peso exacto de la cabeza de biela cuando los platillos se equilibren.

Una vez realizada esta operación, anotaremos en un papel el peso exacto que nos ha proporcionado la cabeza de biela y efectuaremos la misma operación con la biela siguiente y con todas las demás.

Conocidos ya los pesos de todas las cabezas de biela, daremos por bueno el de la biela menos pesada y rebajaremos el material de la zona baja del sombrerete de las demás cabezas hasta lograr el peso exacto de esta parte.

Inviertiendo la posición de las bielas y regulando el soporte efectuaremos la misma operación con los pies de biela y rebajaremos el material de su parte superior hasta lograr que todas las bielas pesen lo mismo.

Si en algunos casos, durante el aligeramiento del material de las bielas, se nos ha ido demasiado la mano con respecto a la cantidad de material rebajado en una biela determinada, podemos usar el siguiente truco: Como que lo importante es que el conjunto del tren alternativo formado por el pistón y la biela tenga el mismo peso, si una biela pesa demasiado poco podemos compensar su falta de peso con respecto a las demás a base de montar en ella el pistón más pesado después de haber realizado en él los trabajos de aligeramiento. Lo importante es pues que el conjunto pistón/biela pese lo mismo en todos los cilindros.

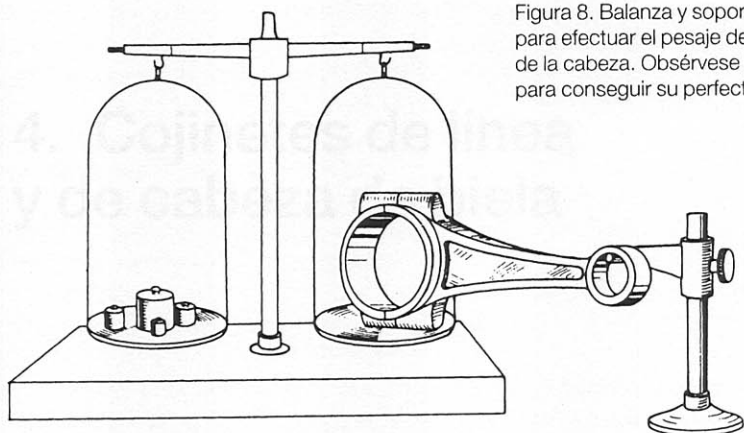


Figura 8. Balanza y soporte para efectuar el pesaje de una biela, por la zona de la cabeza. Obsérvese la posición de ésta para conseguir su perfecta verificación.

A veces, si ponemos en práctica esta estratagema podemos conseguir que todos los conjuntos pesen lo mismo sin necesidad de hacer rebajes adicionales en las bielas o en los pistones para acomodar sus pesos respectivos.

Damos por supuesto que en todos los trabajos para la mejora de los motores se debe utilizar material nuevo. No se trata aquí del «trucaje» de motores, en el que se parte del aprovechamiento de la mayor cantidad de piezas y elementos en la mayoría de los casos ya utilizados.

Por lo tanto, y en lo que respecta a los motores de competición, hemos de considerar que las bielas están, de origen, en perfecto estado, sin hallarse sometidas a deformaciones ni desalineaciones, lo cual comportaría un trabajo de alineación y aprovechamiento que nunca es aconsejable en un motor que se piensa dedicar exclusivamente a la competición.

4. Cojinetes de línea y de cabeza de biela

Otro aspecto muy importante en la parte mecánica, referido a un motor de serie que vamos a transformar para competición, es el estudio de los cojinetes de línea del cigüeñal y los cojinetes de las cabezas de biela. Son los cojinetes también conocidos con el nombre de *antifricción*, mediante los cuales el árbol cigüeñal puede girar sobre sí, a pesar de estar soportado por sus apoyos metálicos, y las cabezas de biela pueden, a su vez, girar en los codos del cigüeñal.

Si estos cojinetes fueran de bolas o de rodillos podría entenderse fácilmente su funcionamiento, pero al ser de un material liso deben tener algunas muy particulares condiciones para evitar el desgaste, precisamente en una de las zonas más comprometidas de un motor, sometida a los mayores esfuerzos y tensiones.

Es importante que el mecánico que desee dedicarse a la preparación de motores tenga una buena formación técnica sobre el comportamiento y las propiedades que se exigen a este tipo de cojinetes.

Las propiedades exigibles a los cojinetes de este tipo son las siguientes:

Primera. Deben tener un material de tal naturaleza que, aun en el caso de que la película de aceite destinada a proteger las superficies sometidas a fricción se interrumpa (ya sea por avería de la bomba de engrase o del circuito, o por falta de lubricante) el material del cojinete nunca raye la superficie del material del codo del eje que soporta.

Segunda. Estos cojinetes deberán poder soportar temperaturas superiores a los 150 °C sin que se aprecie sobre el material ablandamiento apreciable, para evitar desplazamientos plásticos del material antifricción, lo que limitaría su capacidad de soportar las cargas que sobre él se aplican.

Tercera. Han de ser lo suficientemente blandos para que en ellos se puedan incrustar las diminutas partículas sólidas contenidas en el medio lubricante, sin dañar las superficies de los ejes que soportan.

Cuarta. Deben ser resistentes a la acción corrosiva de los ácidos contenidos en los aceites empleados para la lubricación.

Quinta. Finalmente, cabe exigirles también una relativa facilidad para ser montados en los ejes o soportes.

Las cualidades que acabamos de ver se cumplen con bastante eficacia en las aleaciones realizadas con materiales como el estaño y el plomo, junto con otros materiales que les acaban de proporcionar las cualidades necesarias para cumplir con las exigencias que acabamos de indicar. El resultado de estas aleaciones recibe el nombre de *metal antifricción*; existe en el mercado una gama de varias posibilidades que se distingue en la práctica por su coloración y que son las siguientes:

- Cojinetes de metal blanco.
- Cojinetes de metal rosa.
- Cojinetes de aluminio.

Cojinetes de metal blanco

Las aleaciones principales que componen el metal blanco suelen hallarse dentro de alguna de las características que indica la siguiente tabla. Como puede apreciarse, las primeras son ricas en estaño, mientras las últimas son ricas en plomo. Veamos su composición.

Estaño	Antimonio	Cobre	Plomo	Hierro	Arsénico	Bismuto
90	4,0 - 5,0	4,0	0,35	0,08	0,10	0,08
86	6,0 - 7,5	5,0	0,35	0,08	0,10	0,08
88,25	7,0 - 8,5	2,2	0,35	0,08	0,10	0,08
4,5	9,2 - 10,7	0,5	86,00	0,60		
9,2	14,0 - 16,0	0,5	76,00	0,60		
0,9	14,5 - 15,5	0,6	resto	1,00		

En esta tabla se dan los valores en tantos por ciento y las cantidades indicadas son orientativas.

Los cojinetes de antifricción de metal blanco son utilizados para motores poco apurados, es decir, poco revolucionarios, y sometidos, en general, a poca carga. Su ventaja más destacable es que pueden aplicarse a materiales de giro (cigüeñal, árboles de levas...) que no sean demasiado duros, por ejemplo, contra materiales que no lleguen a alcanzar los 250 Brinell, y los mantiene en buenas condiciones de funcionamiento por la calidad de blandura que este tipo de material antifricción posee en los regímenes de giro y presiones moderados.

Sin embargo, su punto de fusión es bastante bajo, por lo que es necesario pro-

veerle de buenas condiciones de refrigeración. Una pérdida por avería en el caudal o presión del aceite significa la casi inmediata fusión del metal y, con ello, la ausencia del cojinete y la rápida avería del motor.

Además, los cojinetes antifricción de metal blanco tampoco admiten grandes cargas en su superficie. Todas aquellas que superan los 140 kg/cm^2 comienzan a ser altamente peligrosas para la integridad del cojinete. Cierto que estas cargas son inferiores a las que se producen en un motor de turismo con una relación de compresión de 9:1 y velocidades de giro entre las 5.000 y las 6.000 r/m.

Cojinetes de metal rosa

En los motores de competición, de elevadas relaciones de compresión (directas o a través del turbocompresor), e incluso en los motores de serie para vehículos de gran *sport*, los motores están sometidos a unas presiones internas mucho más elevadas y los fabricantes implantan unos cojinetes en los cuales los principales componentes de la aleación son el plomo y el cobre. Ello da origen a los cojinetes denominados de cupro-plomo.

En algunos casos, la presencia de hierro con plomo da origen a la introducción del bronce y por ello también se les denomina *cojinetes de bronce al plomo*. En ambos casos, el cobre presta a la aleación una coloración rosácea, de modo que el nombre de cojinetes de metal rosa queda perfectamente justificado.

La característica positiva que presentan estos cojinetes, comparados con los de metal blanco que vimos anteriormente, es su mayor resistencia ante esfuerzos mucho mayores, los cuales pueden cifrarse en 250 kg/cm^2 .

Sin embargo, su mayor dureza motiva algunos aspectos negativos, ya que colaboran al desgaste de los ejes que soportan, por lo que se deben tomar especiales medidas a la hora de su aplicación. Una de ellas consiste en dotarlos en su superficie exterior de un revestimiento de metal antifricción a base de plomo-estaño o plomo-indio, con el fin de proteger los ejes durante el período de asentamiento del cojinete a la superficie del eje con el que ha de trabajar. Además, es necesario endurecer las superficies de los ejes en contacto con los cojinetes de metal rosa.

Por otra parte, las aleaciones de metal rosa son bastante frágiles, y durante el proceso de aleación es difícil lograr una buena homogeneidad, sobre todo cuando hay unas paredes de relativo gran espesor. Por esta razón lo habitual es utilizar tejuelos de acero que se recubren interiormente con una capa de metal rosa, de pequeño espesor, que es quien efectúa realmente la función de cojinete.

En líneas generales, los componentes principales de las aleaciones de este tipo de cojinetes suelen ser las que indicamos en la página siguiente para cuatro posibles variantes de cojinetes de cobre-plomo

Cojinetes de aluminio

Con el fin de conseguir cojinetes antifricción que mejoren las condiciones de resistencia que presentan los de metal blanco y, por otra parte, no presenten la dureza

Plomo	40	%
Cobre.....	57,5	%
Níquel	1,2	%
Bismuto	1,2	%
Cobre.....	70	%
Plomo	28	%
Estaño	2	%
Plomo	55	%
Cobre.....	43	%
Níquel	2	%
Plomo	44,5	%
Cobre.....	55	%
Hierro.....	0,25	%
Aluminio	0,25	%

de los de metal rosa, se ha acudido a estudiar aleaciones con base de aluminio, las cuales han dado un muy aceptable comportamiento en lo que respecta a su soporte de los ejes y a no presentar, a su vez, excesivos escurrimientos plásticos, tal como suele acontecer en los cojinetes de metales blancos.

La solución lograda ha sido a base de cojinetes enteramente macizos contruidos con una compleja aleación, tal como veremos al final de presente apartado.

Sobre tejuelos de acero se instala el material de esta aleación de modo que se pueda obtener unas mediciones de ajuste muy perfectas.

Los límites de la resistencia a la fatiga establecidos para veinte millones de períodos corresponden, en este tipo de cojinetes, al orden de los 430 kg/cm².

La única exigencia de estos cojinetes es un abundante caudal de aceite convenientemente filtrado y refrigerado.

Como que la superficie de roce de este tipo de cojinete es bastante blanda, intermedia entre el metal blanco y el rosa, no se precisa que la superficie de roce de los ejes esté endurecida. Sin embargo, en los motores de competición se la endurece ligeramente por procedimientos de cromado duro, nitruración, etcétera.

Veamos a continuación una tabla sobre la composición de las aleaciones con base de aluminio de que se construyen estos cojinetes.

En general, estas aleaciones requieren también un tratamiento térmico para conseguir de ellas las características mecánicas y de antifricción que las capacitan para su utilización como cojinetes de roce metal con metal.

Como se verá, en la siguiente tabla solamente se dan los datos de dos tipos de aleaciones de este género, la B 80 S y la 750, ambas bien conocidas por los especialistas.

Tipo B 80 S	
Aluminio	91,5 %
Níquel.....	1,0 %
Estaño.....	6,5 %
Cobre.....	1,0 %
Tipo 750	
Aluminio	89,5 %
Níquel.....	0,5 %
Silicio.....	2,5 %
Estaño.....	6,5 %
Cobre.....	1,0 %

Trabajo práctico con los cojinetes antifricción

Visto ya lo relativo a los cojinetes antifricción, pasamos a los trabajos que, en esta parte mecánica del motor, deberemos llevar a cabo para la preparación y mejoramiento de los motores de competición.

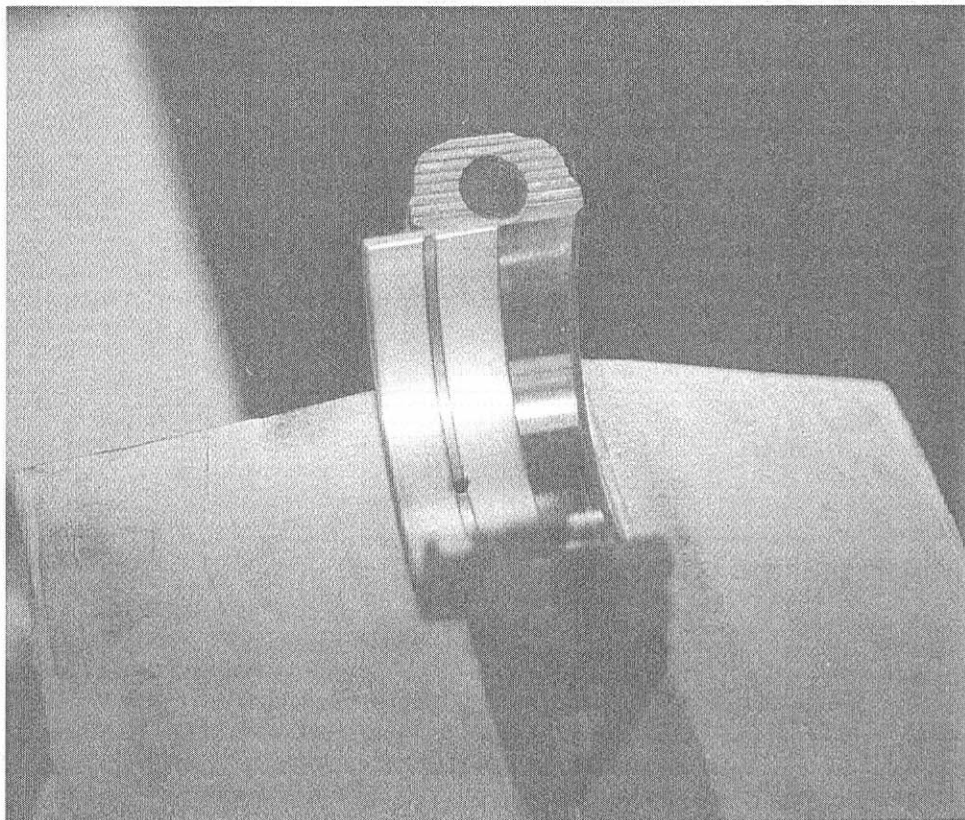
Desde el punto de vista práctico vamos a considerar los siguientes temas:

- Elección del tipo de cojinetes antifricción.
- Montaje de los cojinetes.
- Modificaciones en los cojinetes.

Elección del tipo de cojinetes antifricción

Un buen preparador de motores de competición debe estudiar las características de los esfuerzos a que va a ser sometida cada zona en la que deba instalarse un cojinete antifricción y considerar, de acuerdo con ello, el tipo de cojinete que podrá soportar con mayores garantías el tipo de esfuerzo al que va a estar sometido. Por lo tanto, en las preparaciones de motores de competición lo habitual es realizar un montaje mixto, de modo que determinados soportes lleven cojinetes de metal blanco, otros de metal rosa y otros, de aluminio.

La forma de proceder es la siguiente: se montará semicasquillos de metal rosa con recubrimientos de plomo-indio en las zonas de los cojinetes considerados como de ataque, es decir, aquellos que están sometidos a los máximos esfuerzos de choque y compresión. Por otra parte, en los semicasquillos contrarios, es decir, de la zona opuesta, se montarán cojinetes de metal blanco para optimizar el comportamiento de las superficies al deslizamiento.



Montaje del primer semicojinete en la cabeza de la biela.

Pongamos un ejemplo en el caso de una cabeza de biela. En esta parte de la biela la zona de ataque es aquella que va unida al vástago y es, precisamente, la que recibe los fuertes empujes resultantes de la explosión. Por el contrario, la zona de la tapeta solamente verá aumentado su esfuerzo crítico al actuar en el tiempo de compresión, situación evidentemente mucho menos comprometida que el tiempo siguiente de la explosión.

Así pues, la solución sería aplicar cojinetes de metal rosa en la parte alta de la cabeza de biela y de metal blanco en la parte baja o, de la tapeta.

En los cojinetes de apoyo del cigüeñal esta situación se invierte: el semicojinete que va a soportar los mayores esfuerzos va a ser el que sirve de apoyo al cigüeñal, es decir, el que ocupa la parte inferior del mismo, el que lleva la tapeta postiza, mientras que los esfuerzos de fricción serán solidarios de la tapeta que resulta, a su vez, solidaria del bloque.

En según qué condiciones puede resultar muy favorable hacer entrar en juego los cojinetes de aleaciones antifricción de base de aluminio, cuyas ventajas ya han

sido expuestas, pues el objetivo de toda esta combinación de semicojinetes debe estar de acuerdo con las presiones que se prevea va a tener que soportar el motor que estamos preparando para competición.

En lo que respecta a los cojinetes de los pies de biela y también a los de los árboles de levas, la práctica ha puesto de manifiesto que el uso de los cojinetes de aluminio, en sus dos mitades, ofrece los mejores resultados.

Montaje de los cojinetes

Todo mecánico conoce sobradamente la forma en que han de ser montados los cojinetes antifricción de un motor. Solamente vamos a dar una serie de consejos que deberán unirse a esos conocimientos prácticos.

Primero. Medir cuidadosamente las muñequillas y los cuellos del cigüeñal, así como los apoyos de los árboles de levas, y comparemos los cojinetes viejos que de origen equipaban al motor con los nuevos que ahora vamos a instalar, para comprobar si coinciden los taladros destinados a la lubricación, los fijadores de posicionamiento y todos los demás pormenores.

Bajo ningún concepto se instalarán cojinetes que discrepen de sus antecesores en algún detalle sin antes proceder a la modificación de estos y solucionar todos los problemas de coincidencia de orificios.

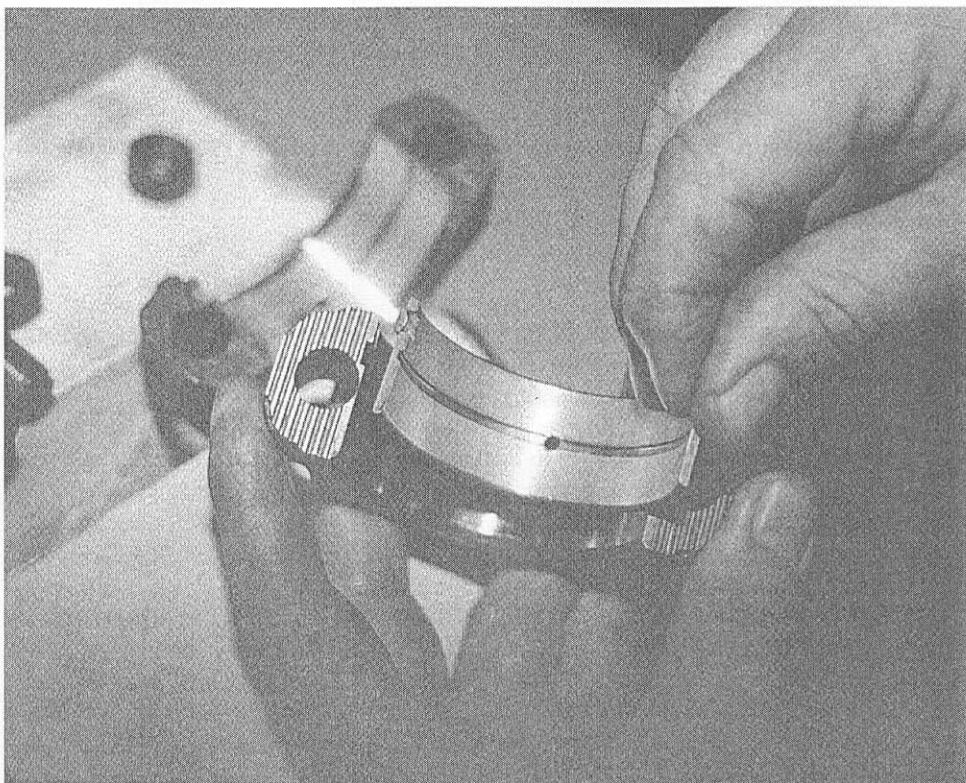
Únicamente en aquellos casos en los que la naturaleza de la transformación del motor haya afectado seriamente la disposición normal del mismo (tal como sería el haber trasladado el árbol de levas de posición, o practicado en la línea de la bancada un nuevo circuito de engrase, etc.) habremos de instalar cojinetes con diferencias sobre los de origen, pero teniendo siempre en cuenta las características y cotas que tal atrevida modificación comporta.

Segundo. Los cojinetes de las cabezas de las bielas se mandrinarán de tal forma que los ejes geométricos del casquillo del pie de biela y el del cojinete de cabeza sean paralelos, debiendo quedar la biela perfectamente escuadrada con respecto a la muñequilla del cigüeñal cuando se monte sobre éste.

Tercero. Antes de cualquier operación de escariado de los cojinetes de cabeza o pie de biela, verificaremos y corregiremos los posibles defectos de alineación y escuadrado de las bielas, siguiendo para ello los procedimientos habituales en el taller, tales como el empleo de un utillaje para el escuadrado u otro cualquiera de los procedimientos tradicionales. El escuadrado es tan importante que incluso debaremos comprobarlo una vez alojados los cojinetes y mandrinados.

Cuarto. Suponiendo que todos los alojamientos de los cojinetes y las muñequillas y gorriones sean correctos dentro de las tolerancias establecidas, se limpiarán cuidadosamente todas las superficies que deban servir de asiento a los cojinetes, e incluso estos mismos, antes de proceder a su instalación.

Cualquier cuerpo extraño, que ocasionalmente pudiera adherirse entre las dos superficies de contacto, podría ocasionar, en los sucesivos, graves problemas para el correcto funcionamiento del motor.



Montaje del segundo semicojinete en la tapeta.

Quinto. Hay que tener la completa seguridad de que los cojinetes estén bien alojados y de que el tope que impide el movimiento de giro en el alojamiento esté perfectamente situado en su ranura. De estarlo, debe existir una pequeña holgura entre el tope y la ranura, al efecto de que, al apretar la segunda mitad del cojinete, no se produzcan deformaciones. En el caso de que no fuere así, se procederá a limar la escotadura hasta obtener el huelgo adecuado.

Sexto. Los semicasquillos colocados en sus respectivos alojamientos no deben quedar al ras con la pieza destinada a soportarlos, sino que deben sobresalir de sus planos en 0,05 mm, a fin de que al apretar las dos mitades se genere una expansión que los inmovilice. Se cuidará, sin embargo, de que no sobresalgan excesivamente, ya que ello daría origen a que se deformara el cojinete agarrotándose sobre su eje.

Séptimo. Cuando se instalen las tapetas hay que tener especial atención en no colocarlas en diferente lugar. Para ello deberá procederse, antes de desmontar el motor, a marcar las bielas y tapetas, según el número del cilindro que ocupan. Si se

instalasen las tapetas en orden equivocado o incluso al revés de su posición normal de trabajo, se perjudicaría el cojinete en forma inevitable.

Octavo. La tapetas de las bielas y las de los cojinetes de la bancada deben ser apretadas ligeramente por mediación de sus respectivos pernos, dando después un pequeño golpe en el centro de ellas para asentarlas debidamente antes de proceder a apretarlas a su correspondiente par máximo de apriete.

Noveno. Para proceder al control de la holgura correcta de montaje se emplearán relojes comparadores y micrómetros, actuando de la siguiente forma:

a) Se apretarán todas las tapetas de la línea de la bancada a su tensión correcta, con los cojinetes montados y el cigüeñal fuera del bloque.

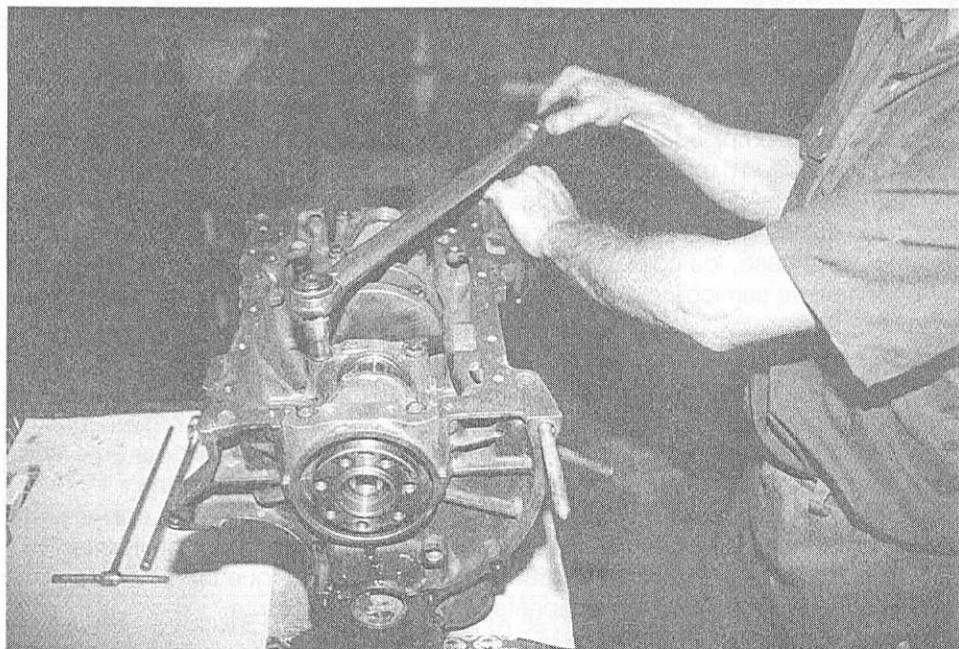
Se coloca el comparador o el micrómetro de interiores en cada uno de los cojinetes, verificando su diámetro interno.

Por otra parte, se medirán, con la ayuda de un palmer o pie de rey, los cuellos del cigüeñal.

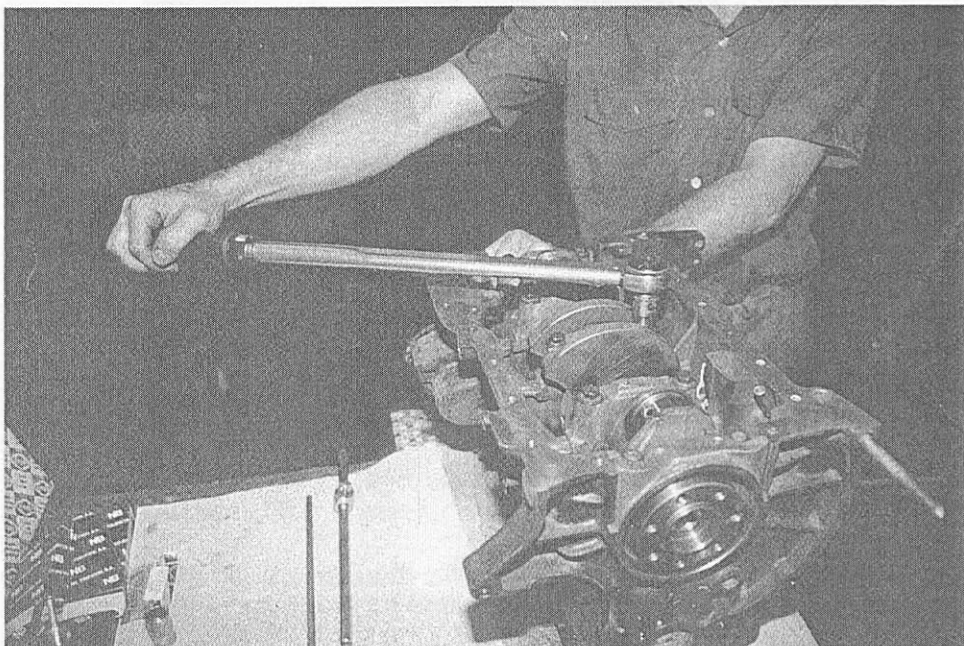
La diferencia entre ambas mediciones nos dará la holgura existente.

De idéntica forma se procederá con las cabezas de biela y su correspondientes muñequillas.

b) Aunque la utilización del comparador o, en su defecto, del micrómetro, es la más recomendable, también puede hacerse este trabajo con la ayuda de galgas ca-



Ajuste del conjunto del cojinete a la muñequilla del cigüeñal, por apretado de los pernos con llave dinamo-métrica.



Apretando los pernos por medio de una llave dinamométrica.

libradas de acero. En este caso deberá cuidarse que los bordes de las galgas no estén afilados para no provocar rayaduras en la superficie de los cojinetes.

Las galgas empleadas deberán poseer una anchura máxima de 6 mm y longitudes menores de 10 mm las de los cojinetes a verificar.

Se comienza por escoger la galga que sea de la medida que la tolerancia del motor admite. Luego se la unta con aceite muy fluido y se coloca sobre el cuello a verificar (en este caso, los cojinetes de línea del cigüeñal). Se instala la tapeta con su correspondiente semicojinete y se aprieta al par indicado. Con la galga así posicionada debe ser posible voltear el cigüeñal a mano.

Si el cigüeñal quedara trabado se debería desmontar el conjunto y ajustar los semicojinetes a mano, con la ayuda de un rasquete (fig. 1), con la retirada de muy poco material.

Luego se vuelve a instalar en las mismas condiciones anteriores y se comprueba ahora si efectivamente el cigüeñal gira de forma suave y uniforme.

Décimo. Cuando se trate de apretar los pernos de las tapetas es conveniente, para conseguir un apriete lo más correcto posible, actuar de la siguiente forma:

En los motores provistos de cuatro cilindros en línea, que disponen de cinco apoyos en el cigüeñal, el orden de apriete deberá ser el siguiente:

Primero, tapeta 1.

Segundo, tapeta 5.

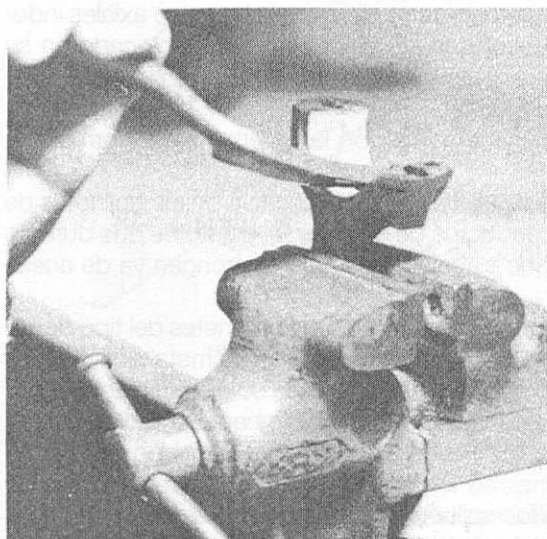


Figura 1. Ajuste, por rasqueteado, del semicojinete de una cabeza de biela.

Tercero, tapeta 2.

Cuarto, tapeta 4.

Quinto, tapeta 3.

En lo motores de seis cilindros, por el contrario, es más aconsejable comenzar por la tapeta central, pasar luego a la delantera, luego a la trasera y finalmente a las tapetas intermedias.

Para completar la información ofrecemos una serie de huelgos o juegos recomendados para los cojinetes de línea y cabeza de biela de los motores con la aplicaciones de diferentes tipos de cojinetes.

Veamos estos datos en la siguiente tabla:

Material del cojinete	Bancada	Biela
Metal blanco	0,001 mm por mm de \varnothing hasta 50 mm. Después de 50 mm 0,0005 mm por mm de \varnothing .	0,0005 mm por mm de diámetro
Metal rosa	0,0015 mm por mm de \varnothing hasta 50 mm. Después 0,002 mm por mm de diámetro.	
Aleaciones de aluminio	0,003 mm por mm de \varnothing hasta 50 mm. Después 0,002 mm por mm de diámetro.	

Undécimo. Cuando el motor posea cojinetes de empuje lateral, o axiales independientes, se instalará la mitad superior cuando el cigüeñal esté colocado en su posición, introduciéndola en la ranura circular y haciendo que la capa de antifricción quede frente a la zona de empuje del cigüeñal.

La mitad inferior se instalará conjuntamente con la tapeta inferior correspondiente.

Duodécimo. Antes de llevar a cabo la instalación definitiva de los cojinetes de la línea de bancada se purgarán los conductos de engrase, al objeto de que durante las primeras vueltas que dé el motor no trabajen en seco y dispongan ya de aceite antes del arranque.

Decimotercero. Cuando se proceda a la instalación de cojinetes del tipo denominado de «pared delgada» (de 0,02 a 0,07 mm de sobrecapa de metal antifricción), deberá comprobarse que la fijación o apriete del cojinete en su alojamiento sea correcta, puesto que, si por cualquier circunstancia los cojinetes quedaran flojos, girarían en su alojamiento, estropeándose las superficies de respaldo y del propio alojamiento.

Si, por el contrario, el apriete de los cojinetes fuera excesivo, éstos sufrirían deformación y ocasionarían puntos de rozamiento sobre las superficies de contacto.

Para corregir esta falta de redondez no puede procederse a ninguna operación de mandrinado ni rasqueteado ya que por poseer tan escaso espesor de material blando enseguida se pondría al descubierto el tejuelo o soporte del antifricción.

Para conocer el huelgo de asentamiento de un cojinete de este tipo con su eje lo mejor es acudir al sistema de las galgas plásticas. Este sistema, bastante conocido en algunos talleres, aún no es utilizado en otros, de modo que vamos a explicarlo aquí.

El sistema de galgas plásticas, puesto a la venta por la casa *Perfec Circle*, recibe el nombre de «Plastigauge» y consiste en lo siguiente: Una vez colocado el cigüeñal (o el eje de levas o la cabeza de biela) en su apoyos de bancada, de la misma forma que se muestra en la figura 2, y después de haber limpiado cuidadosamente el cuello para que no queden restos de aceite que podrían falsear la medición, se coloca una galga plástica a todo lo largo del cuello del cigüeñal, como se indica en la figura.

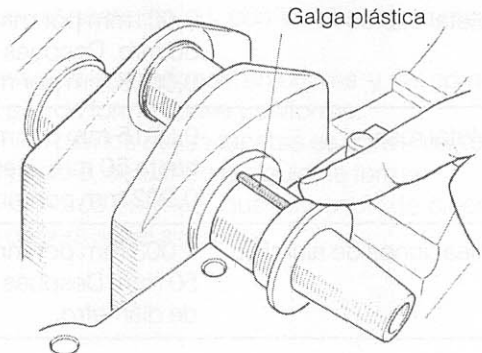


Figura 2. Colocación de una galga plástica (*Plastigauge*) en el cuello de un cigüeñal para realizar la comprobación del huelgo de los cojinetes antifricción.

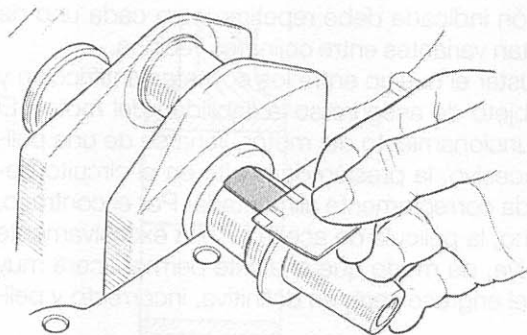


Figura 3. Una vez sacado el sombrero, la galga plástica ha quedado aplastada. Verificación, con una carta de comprobación, del valor de separación o huelgo del codo con respecto al cojinete.

Una vez colocada la galga se instala encima el sombrero con sus pernos correspondientes y se aprietan como si de su montaje definitivo se tratara, es decir, utilizando una llave dinamométrica y el par de apriete correcto y definitivo.

Con esta operación la galga plástica recibe un aplastamiento a través del cual conoceremos exactamente el huelgo que existe entre los dos semicojinetes y el cuello. Para ello es necesario desmontar los pernos del sombrero y retirarlo procurando no dañar la galga plástica.

Al sacar el sombrero veremos que la galga plástica está ahora más o menos aplastada, de modo que el plástico de la galga se ha ensanchado. Sin tocarla pasaremos a comprobar su aplastamiento con una carta de verificación, que se adjunta en el equipo «Plastigauge».

La anchura obtenida por la galga plástica que corresponda a la señalada en la carta nos dará exactamente el valor del huelgo que este codo del cigüeñal presenta.

La figura 3 indica el momento en que se está efectuando esta comprobación por medio de la carta de verificación. De esta forma puede medirse con bastante exactitud valores incluso de varias pocas milésimas de milímetro.

Para la correcta y adecuada utilización de las galgas plásticas hay que tener presente las siguientes precauciones:

Primera. El cojinete debe hallarse escrupulosamente limpio y bien seco de todo resto de aceite, con el fin de no alterar los resultados de la medición, en la que se controlan, como acabamos de indicar, milésimas de milímetro.

Segunda. En ningún caso deberá moverse el eje durante la medición. Si se efectúa una medición en un cigüeñal hay que asegurarse de que, durante la operación de apriete del sombrero, el eje permanece completamente inmóvil.

Tercera. Los puntos correctos de colocación de la galga plástica deben ser siempre los equivalentes al punto muerto superior o al punto muerto inferior, pero no a otras zonas.

Cuarta. El sombrero debe ajustarse siempre por el simple y exclusivo apriete de sus pernos, operación que ha de realizarse sin golpes efectuados con martillos de cabeza blanda ni otros sistemas más o menos violentos, aun cuando se realicen con suma delicadeza, ya que ello desvirtuaría los resultados de la medición.

Quinta. La operación de medición indicada debe repetirse para cada uno de los cojinetes, pues es normal que existan variantes entre cojinetes vecinos.

La importancia de controlar y ajustar el huelgo entre los cojinetes antifricción y los cuellos del eje es máxima, con objeto de asegurarse la fiabilidad del motor. El huelgo resultante deberá, durante el funcionamiento del motor, llenarse de una película de aceite: si el huelgo resulta excesivo, la presión de aceite en el circuito decrece y la parte alta del motor no queda correctamente alimentada. Por el contrario, si el huelgo resulta demasiado estrecho, la película de aceite resulta excesivamente fina y la presión de aceite será excesiva, de modo que el aceite permanecerá muy poco tiempo entre cojinete y cuello y el engrase será, en definitiva, incorrecto y peligrosamente distribuido.

Modificaciones en los cojinetes

Cuando se efectúe un mejoramiento en un motor de serie, la mejor solución es instalar cojinetes antifricción de características idénticas a las que poseían los que equipaban el motor de origen. Pero en el caso de tener que modificar las muñequillas de los cigüeñales para conseguir aumentar la superficie de carga nos veremos precisados a emplear cojinetes de mayor extensión.

Si efectuamos modificaciones de este tipo nos encontraremos con que no es posible aumentar la anchura de las cabezas de las bielas (salvo que sustituyamos las bielas por otras nuevas especiales con las medidas muy particulares que ahora vamos a necesitar). Si no se da este caso, podemos optar por equipar las cabezas de las bielas con semicasquillos de mayor anchura, pero atendiendo siempre a que éstos no sobresalgan del apoyo de la cabeza de biela.

Se verá enseguida, en esta explicación, una contradicción, pues si los cojinetes son más anchos será inevitable que sobresalgan. Pero existe una posibilidad práctica de alargar la superficie de roce de éstos.

Generalmente, los cojinetes de cabeza de biela de los modernos motores son del tipo llamado liso, es decir, de aquellos similares a lo que nos muestra la figura 4, en los que la distancia (L) se corresponde con la misma distancia para el grosor de la cabeza de biela, de modo que los bordes de ambas piezas coinciden sin sobresalir.

Ahora bien; cuando nos veamos obligados a aumentar la superficie de choque deberemos cambiar de tipo de cojinete, empleando en estos casos semicasquillos provistos de valona, del tipo del representado en la figura 5, en los cuales apreciamos que la distancia (L) que determina el grosor de la cabeza de biela es menor que la longitud total del cojinete, incluidas sus valonas.

Con este procedimiento tenemos asegurada la fijación del cojinete con una mayor superficie de adaptación al cuello del cigüeñal que se haya agrandado, y una perfecta sujeción de aquél a la biela gracias a la disposición de las valonas.

Estas valonas deben ser de muy poco grosor, pues el esfuerzo del pistón durante el tiempo de explosión se descarga violentamente, sobre todo el cojinete y debe encontrar el apoyo directo del material de la cabeza de biela; no obstante, resul-

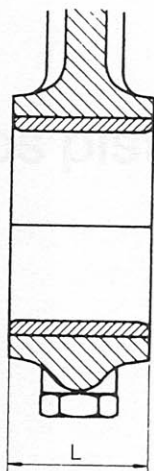


Figura 4. Forma del cojinete de cabeza de biela, del tipo liso. (L) ancho de la biela.

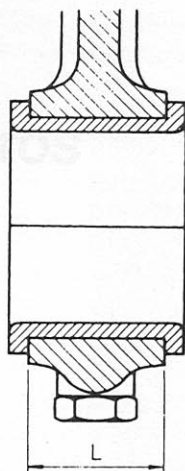


Figura 5. Cojinete de cabeza de biela provisto de valonas. (L) ancho de la biela.

ta una solución para adaptarse al cuello ensanchado del cigüeñal de manera barata y efectiva.

Además, la ventaja adicional que proporcionan los semicojinetes con valona consiste en controlar el empuje lateral de las bielas, disminuyendo en este sentido el empuje de los pistones contra las paredes del cilindro.

La adaptación de estos semicojinetes es un trabajo de ajuste de taller que debe ser realizado con el mayor cuidado para garantizar el engrase de toda la zona, tal como es normal en estos casos de adaptación de semicojinetes de antifricción a los motores.

5. Los pistones y sus aros

En la realización de todo mejoramiento de un motor, los trabajos que se han de efectuar en los pistones guardan una especial relevancia con respecto a todas las mejoras de otros órganos del motor. No en vano el pistón es quizá el elemento más significativo de esta compleja máquina alternativa.

El pistón cumple a la vez con tres funciones de máxima importancia. De una parte, hace la función de pared móvil de cilindro; de otra, transmite a la biela la fuerza generada por la expansión de los gases en la cámara de combustión; y de otra, ha de ser capaz de impedir que los gases quemados pasen al interior del motor.

Estas tres funciones las realiza el pistón durante miles de horas de funcionamiento de acuerdo con un ciclo periódico que se repite ininterrumpidamente mientras el motor gira, y para cumplir con estas condiciones de trabajo debe ser muy robusto pero también, a la vez, muy ligero.

El pistón es, por consiguiente, un elemento que si bien no es complicado en cuanto al diseño de su forma, resulta muy complejo y debe contar con una serie de características muy especiales que a veces incluso son contradictorias entre sí.

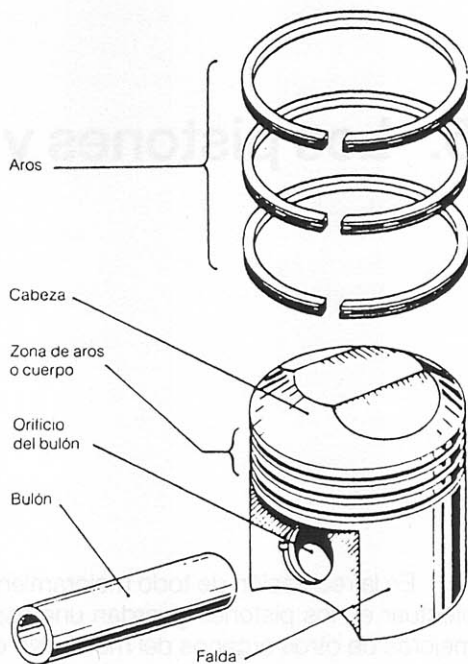
Así, por ejemplo, para resistir las altas presiones que se originan sobre la zona superior, o cabeza del pistón, en los momentos de la compresión de la mezcla y en los inmediatamente posteriores a la explosión, es necesario dar a esta parte de los pistones un espesor de cierta entidad, por medio del cual la pieza sea capaz de resistir las cargas elevadas a que va a ser sometida sin que se produzca su perforación o rotura. Esta condición no tendría problema si no fuera porque, el propio peso del pistón hace que aumenten los valores de la inercia durante su movimiento alternativo. Como quiera que las altas velocidades de régimen son una necesidad primordial para los motores de competición que, al estar sometidos a un reglamento, nunca pueden acudir a conseguir más potencia a base de un aumento de su cilindrada, se hace necesario que el peso de todos los elementos que constituyen el tren alternativo, y especialmente el de los pistones, deba ser reducido en la mayor me-

Figura 1. Conjunto de un pistón con el despiece de todos los accesorios que lo acompañan.

didada posible, sin perder de vista los límites de seguridad. Todo ello con objeto de que los fenómenos de inercia sean poco acusados y no perturben el funcionamiento del cigüeñal con vibraciones de carácter torsional.

El pistón o émbolo es, en este aspecto, un elemento de la mayor importancia. En la figura 1 tenemos un dibujo que nos muestra un pistón junto con sus aros y su bulón o eje de pistón.

Un buen mecánico que se especialice en la preparación de motores debe conocer la función de cada una de las partes de un pistón para tomar las debidas precauciones en el caso de trabajar en esta pieza. Vamos por ello a destacar varias condiciones desfavorables que tienen que soportar algunas de las partes constituyentes de los pistones.



La temperatura y la dilatación

El pistón es el encargado de conseguir una cámara variable, de compresión y de explosión, que se mantenga dentro de la máxima estanqueidad a pesar de su desplazamiento.

El problema de la estanqueidad del pistón con respecto a las paredes del cilindro por el que se desplaza comporta una serie de problemas.

En primer lugar hemos de contar con los valores de la dilatación de los metales con respecto a la temperatura que soportan. En este sentido, si consideramos que el pistón recibe directamente en su cabeza la alta temperatura procedente de la combustión ya lo podemos catalogar como uno de los elementos más calientes del motor.

Pero el pistón se mueve dentro de una pared —el cilindro— que resulta mucho más fría porque, a través del bloque, recibe una enérgica refrigeración a través del líquido de refrigeración, de modo que la temperatura del pistón, a pesar de que la cede a la pared del cilindro, es muy elevada y diferente entre ambas piezas que se encuentran en contacto. Así, en el caso de hacer el pistón muy ajustado al cilindro

podrá realizar sin dificultades su trabajo de lograr la máxima estanqueidad, pero al dilatarse por efectos de la temperatura, llegará a tener mayor diámetro que el cilindro y, en consecuencia, se agarrotará.

Por el contrario, si el pistón dispone de un diámetro demasiado inferior al del cilindro, no se agarrotará pero su estanqueidad quedará muy perjudicada.

En este terreno de la dilatación existe también el inconveniente de que la temperatura que debe soportar un pistón no es uniforme en toda su extensión. En la figura 2, podemos ver una relación de temperaturas medias que soporta un pistón dentro de un hipotético motor.

Para conseguir la estanqueidad, los diseñadores persiguen que el pistón sea exactamente del mismo diámetro (salvo una pequeña tolerancia) que el cilindro, y como que las temperaturas a soportar son diferentes y también lo son los efectos de la dilatación, las medidas de los diámetros de un pistón son diferentes desde la cabeza hasta la falda. Así, mirado estrictamente, un pistón no es una pieza perfectamente cilíndrica, como aparenta, sino dotada de diferentes diámetros de acuerdo con la temperatura a que se le supone va a trabajar en cada zona de su cuerpo.

Esta condición de los pistones es de la mayor importancia para el mecánico, dado que uno de los trabajos más importantes en el pistón es el aligeramiento del mismo y ello se consigue de forma que el material sea rebajado, es decir, eliminado.

La cuestión de las temperaturas de funcionamiento consideradas como críticas para las diferentes zonas de los pistones son, sin embargo, muy complejas, ya que dependen de múltiples factores, entre los que se encuentran el valor de la relación de compresión, el número de aros o segmentos que posea el pistón, la duración del tiempo de cruce del diagrama de la distribución, el tipo de material de que esté construido el pistón y otros factores menos relevantes pero que también intervienen de un modo activo en esta característica.

Pero cuando un motor se prepara para competir, una de las mejoras más necesarias y utilizadas consiste en aumentar la relación de compresión, lo que origina de inmediato un aumento de la temperatura de funcionamiento. Por consiguiente, el pistón cambia sus condiciones de trabajo, lo que hay que tener en cuenta para estar de acuerdo con los nuevos valores de dilatación que van a producirse.

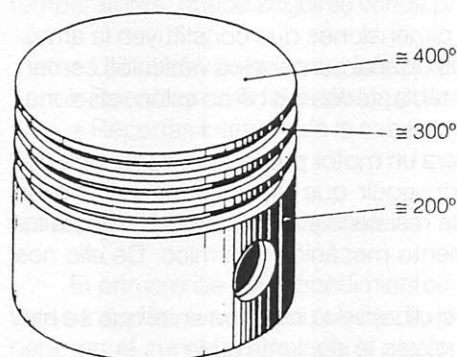


Figura 2. Temperaturas orientativas que debe soportar cada una de las partes de un pistón en sus principales zonas de trabajo.

Para desprenderse del calor acumulado en el material del pistón, éste dispone, en primer lugar, de los aros, que se encuentran siempre en contacto directo con las paredes del cilindro, de modo que el número de aros de que dispone el pistón es un factor muy importante para asegurar su refrigeración.

También el tiempo denominado de «cruce de válvulas», según su valor, puede atender enérgicamente a la refrigeración de las superficies de la cámara de combustión: cuanto mayor sea el número de grados de giro del cigüeñal en los que las válvulas permanezcan simultáneamente abiertas, mayor será la circulación de gases frescos por el interior de la cámara y, por consiguiente, mayor la cantidad de calor robada a la parte alta de la cabeza del pistón.

En lo que respecta a la naturaleza del material con el que se ha construido el pistón, cabe decir que afecta también considerablemente a la forma de disipar el calor que en él se va acumulando. Se han estudiado aleaciones capaces de deshacerse del calor con la mayor rapidez posible; las aleaciones a base de aluminio son, en este sentido, las más utilizadas.

Para los motores de serie esta solución suele ser la más corriente, pero para los motores de competición hay que acudir al forjado de los pistones para conseguir dotarlos de la mayor resistencia, de modo que las fibras del material se mantengan en las condiciones más favorables para dotarlos de la mayor resistencia.

El sistema de construcción por forjado se realiza sometiendo el material a grandes presiones en una prensa que da forma al aluminio desde su estado semilíquido. Con este procedimiento se consigue que el material sea más homogéneo y de una estructura más densa y compacta, y se puede establecer que estos pistones serán hasta un 70% más resistentes que los de fundición, cuya construcción se lleva a cabo, como es sabido, por la caída, a la fuerza de la gravedad, del material fundido en una coquilla o molde.

Los pistones forjados no siempre pueden obtenerse con facilidad y, de hacerlo, su precio es muy superior al de los pistones de serie, como corresponde a un trabajo artesano. Su elección por parte del preparador de motores depende del presupuesto con el que se cuente para la preparación del autor.

Dimensiones de los pistones

En la siguiente tabla vemos una serie de dimensiones que constituyen la armónica distribución de las medidas en los pistones diseñados para los vehículos comerciales de serie. Como se observa en la citada tabla, todas las cifras están relacionadas con el diámetro del pistón.

En el caso de intervenir en los pistones para un motor preparado, se recurre generalmente a trucos o estrategias para conseguir que un pistón disminuya de peso y aumente su refrigeración sin que pierda resistencia ni efectividad, o hasta incluso que mejore sus condiciones de rendimiento mecánico y térmico. De ello nos ocuparemos más adelante.

Por el momento, tenemos en la figura 3 el dibujo de un pistón en el que se han indicado todas las cotas a que se hace referencia en la siguiente tabla:

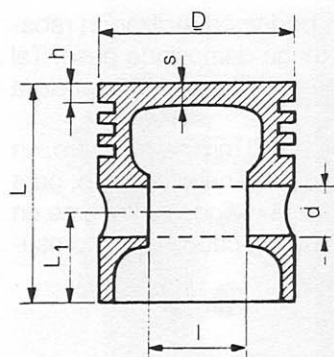


Figura 3. Cotas a tener en cuenta en un pistón. (L) longitud del pistón (considerado de cabeza plana). Los pistones de cabeza poliesférica deberán ser medidos desde el borde superior del cuerpo. (L1) longitud de la falda del pistón desde su extremo inferior al centro de alojamiento del eje. (s) espesor de la cabeza. (h) altura desde el borde superior del cuerpo hasta la primera garganta. (d) diámetro de los alojamientos del eje del pistón. (l) distancia entre los alojamientos del eje de pistón.

Cota	Relación con respecto al diámetro
L	De 1,1 a 1,5 $\times D$
L1	De 0,55 a 0,7 $\times D$
s	De 0,1 a 0,2 $\times D$
h	De 0,06 a 0,1 $\times D$
d	De 0,25 a 0,3 $\times D$
l	De 0,32 a 0,44 $\times D$

Trabajos prácticos de reducción del peso de los pistones

Supuesta una misma cilindrada, para aumentar la potencia es necesario aumentar el régimen de giro de un motor y para ello es preciso un aligerado de las masas que están en constante movimiento para cumplir las exigencias del ciclo. Una de las masas más comprometidas es, precisamente, el pistón.

Para conseguir rebajar el peso de unos pistones que, sin embargo, no pueden debilitarse demasiado, pues van a estar sometidos a mayores presiones y mayores temperaturas, puede seguirse varios procedimientos, que serán los siguientes:

- Utilización de pistones forjados.
- Recortes de la falda de los pistones.
- Recortes internos de la cabeza.

Utilización de pistones forjados

El primero de los procedimientos para rebajar peso consiste en conseguir pistones forjados, los cuales pueden sustituir a los de fundición, de serie. De esta manera, en el supuesto de que el pistón no esté específicamente preparado para el

mismo modelo de motor de serie que vamos a mejorar, podemos realizar un rebajado de masas en aquellos puntos en los que el pistón tenga demasiado peso. Tal será el caso de las paredes internas del pistón y buena parte de la zona interior de la cabeza.

Conseguir una reducción de 90 gramos en un pistón de 80 mm de diámetro, en un motor de ocho cilindros en V, puede significar una pérdida general de peso, para el tren alternativo, de 720 gramos, lo que es muy importante y digno de tenerse en cuenta. Sin embargo este sistema solamente se puede llevar a cabo con un presupuesto bastante importante.

Recortes de la falda de los pistones

Otro procedimiento, utilizado por la mayoría de los preparadores, consiste en la reducción del material de la zona de la falda, con lo que, además de una reducción de peso, se consigue una disminución de la superficie de fricción con las paredes del cilindro.

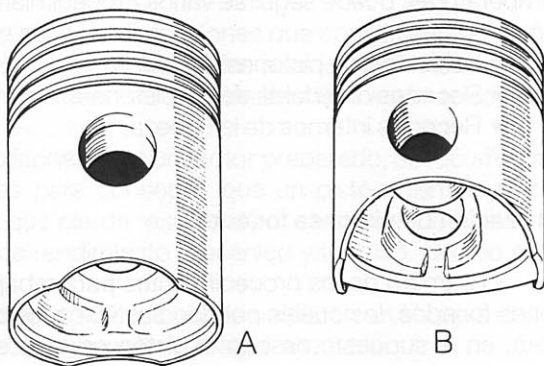
Un ejemplo de este sistema lo tenemos en la figura 4, en la que el pistón de serie (A) ha sido recortado por la parte de su falda, quedando como se aprecia en (B).

Este trabajo se ha efectuado, sencillamente, cortando la falda del pistón en redondo, a una distancia de unos 4 a 5 mm por debajo de los muñones del alojamiento del eje de pistón. Este trabajo puede ser iniciado con un torno y acabado a mano.

El ejemplo mostrado en la figura 4 puede superarse. El pistón B quedaría, una vez montado en el cilindro, deficientemente guiado a través de las paredes del cilindro y actuaría el borde superior del cuello de los aros en forma de cuña en los momentos de mayor oblicuidad de la biela. Este importante defecto puede ocasionar, además del campaneó, un ahusamiento que deformaría las paredes del cilindro después de haber recorrido el vehículo unos cuantos cientos de kilómetros. Un sistema, pues, nada aconsejable.

La forma más conveniente de proceder a la modificación de las faldas de los pistones para obtener de ellos un rendimiento verdaderamente satisfactorio, con-

Figura 4. Ejemplo de dos pistones, uno de ellos (A) de serie, mientras el segundo (B) es el mismo, pero después de haberlo trabajado en su falda para aligerarlo.



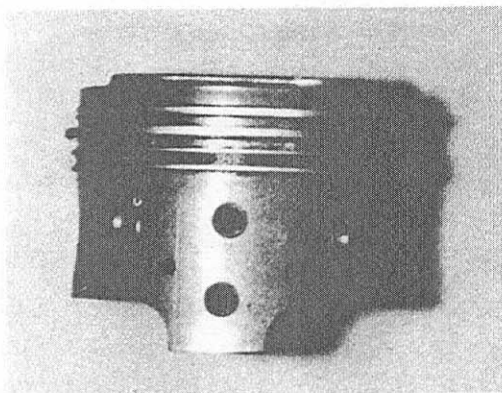


Figura 5. Pistón recortado en la falda y manteniendo la estructura de émbolo-patín para asegurar el guiado de la pieza en el interior de las paredes del cilindro.

siste en darles, en las zonas de ataque, guía suficiente para que se desplacen correctamente por el interior del cilindro y no cabeceen.

De acuerdo con la última tabla que hemos visto, la longitud de la falda puede ser, como mínimo, 1,1 veces el diámetro del pistón. Mantengamos esta cota pero recortemos el material de las zonas laterales no sometidas a empuje, con lo que se obtiene una estructura de pistón semejante a la presentada en la figura 5, es decir, en forma de émbolo-patín.

Todas las operaciones de este tipo de recortado deberán empezar por la confección previa de una plantilla, que podemos hacer con cartulina, en la que dibujaremos una zona correspondiente a la forma y cantidad de material que deseamos cortar.

Una vez cortado el primer pistón la plantilla deberá servirnos para hacer exactamente la misma operación en los restantes pistones, de modo que todos tengan la misma forma cuando el trabajo se dé por finalizado.

Durante el trabajo de recortado de las faldas (como en todo trabajo de aligeramiento de estas masas) se deberá controlar con sumo cuidado el peso del pistón resultante con frecuentes pesadas, sobre todo cuando nos acercamos a la forma final definitiva. Se necesitará una balanza de precisión, capaz de detectar, como mínimo, diferencias de medio gramo.

Cuando todos los pistones estén trabajados se procurará que todos pesen exactamente lo mismo que el menos pesado. A este respecto, una diferencia final superior a los 2 gramos entre el más pesado y el más ligero puede tolerarse, pero el trabajo bien hecho consiste en conseguir un peso y una forma exactamente iguales para todos los pistones.

El mecánico debe tener en cuenta que en cualquier motor policilíndrico el valor de la relación de compresión final obtenida es de la mayor importancia para el equilibrio de los motores, y si ella es diferente para cada cilindro, el exacto peso de los pistones no tiene relevancia alguna.

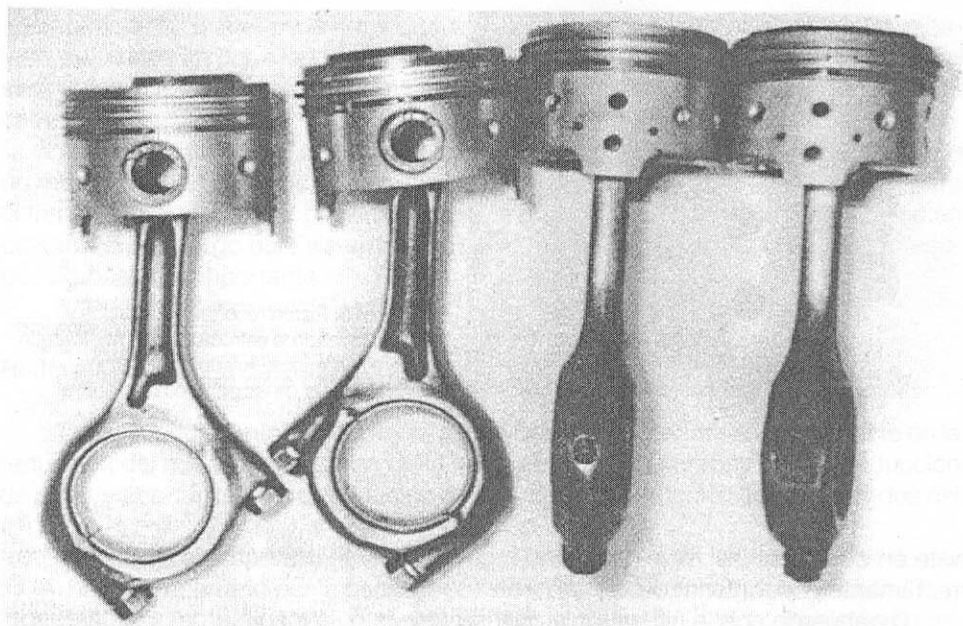


Figura 6. Conjunto de pistones y bielas después de haber sido aligerado y preparado para un motor de competición.

En lo que respecta a la superficie exterior de los pistones, algunos preparadores tratan de mejorar el engrase a base de practicar en las paredes una serie de orificios ciegos, cuyo diámetro varía entre los 2 y los 4 mm, con el fin de que en ellos quede aprisionado el aceite que se proyecta sobre la parte baja de la pared de los cilindros cuando el pistón baja y lo devuelva a las paredes en la zona más alta del mismo. De esta manera se efectúa un engrase adicional que mejora las condiciones de funcionamiento de la pieza móvil.

El objetivo fundamental de este trabajo consiste en asegurar el engrase, sobre todo cuando el motor está frío, durante la puesta en marcha y durante la marcha a ralentí.

Téngase en cuenta que un motor al que le aumentamos la potencia deberá girar a mayor número de r/m y entonces el régimen de ralentí puede quedar fácilmente por encima de las 2.000 r/m. En este momento es cuando los taladros cumplen principalmente con su misión.

En la figura 6 puede verse un juego completo de pistones, con su correspondiente biela, totalmente elaborados, destacando el recorte de las faldas y la presencia de los orificios de engrase adicional descritos.

Por supuesto, cuando se escoja este procedimiento de aplicación de orificios de engrase, este trabajo deberá primero dibujarse en una plantilla para que todos los

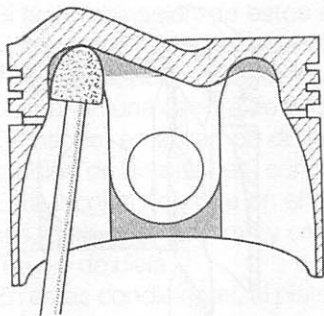


Figura 7. Forma de trabajar el aligeramiento de un pistón eliminando material interior con la ayuda de una fresa. Las partes tramadas son las partes que es posible rebajar sin peligro de debilitar el pistón.

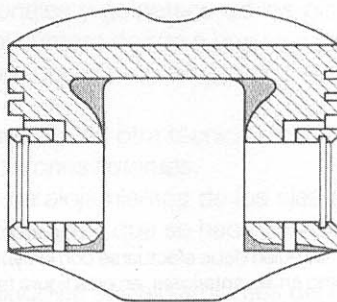


Figura 8. Otra vista del pistón de la figura anterior seccionada por la parte del eje del bulón. Las partes tramadas son las partes de material que es posible rebajar.

pistones dispongan de estos taladros exactamente en el mismo lugar relativo de su superficie. Los taladros deben ser exactamente iguales y el peso resultante encontrarse dentro de las indicaciones dadas para el recorte de las faldas.

Recortes internos de la cabeza

Existe todavía otra posibilidad de aligeramiento de muchos pistones según la forma que presenten, a base de labrar el material excedente de fundición que queda en el interior de su cabeza y que los fabricantes no mecanizan. Un ejemplo de este tipo de trabajo lo tenemos en las figuras 7 y 8, que muestran un pistón comercial en dos vistas diferentes y en donde la zona tramada corresponde a las partes en las que el material puede ser eliminado.

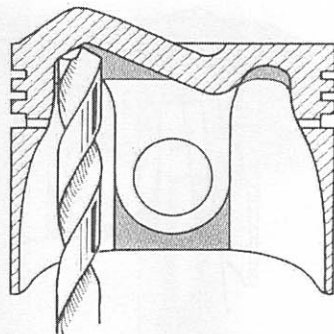
En este trabajo se ha de cuidar siempre de que las líneas resultantes tengan la forma de bóveda, ya que ésta es la forma más resistente posible. De ahí que, con el fin de aligerar masas, podamos siempre acudir a redondear los cantos vivos, lo que se traduce en un menor peso, por una parte, y en el mantenimiento de la misma resistencia del conjunto, por otra.

Todos estos trabajos es conveniente realizarlos con una fresa de mano, aplicada a una herramienta fija (por ejemplo, una taladradora), de modo que podamos tener una referencia exacta del avance, lo que nos proporcionará una garantía de un mismo arranque de material para todos los pistones.

A continuación se tomará nota del avance dado a la taladradora, para hacer la misma operación exactamente igual en todos los pistones, además de realizar un constante control del peso durante la operación para seguir consiguiendo piezas iguales y del mismo peso cuando el trabajo se dé por finalizado.

Si se tiene mucha práctica, este trabajo también se puede realizar con una broca (fig. 9), pero el resultado puede no ser tan preciso por este procedimiento.

Figura 9. El rebaje interno también debe efectuarse con la ayuda de una broca. Como en las anteriores, en esta figura también las partes tramadas son las partes de material que es posible rebajar.



Trabajos y características en los ejes de pistón o bulones

El sistema de articulación de los pistones con respecto a su unión a la biela se efectúa, en los motores de serie, instalando los ejes de pistón, o bulones, a presión en su alojamiento. De esta forma, el bulón queda completamente fijo por sus extremos y solamente pivota sobre el cojinete del pie de biela.

Por este procedimiento no se puede evitar que, en cada carrera del tren alternativo, se genere un esfuerzo torsional que actúa como freno al movimiento de articulación del pistón, provocando el golpeo de éste contra las paredes del cilindro, a la frecuencia de dos veces por ciclo.

En la figura 10 tenemos un ejemplo gráfico del comportamiento del pistón, con sus tendencias al campaneo, durante el desarrollo de una fase de la carrera en la que el pistón cambia de posición. En esta figura se nos muestra esta tendencia al campaneo del pistón a la que nos referimos, y que en la figura se muestra, por supuesto, muy exagerada, para expresar mejor el concepto.

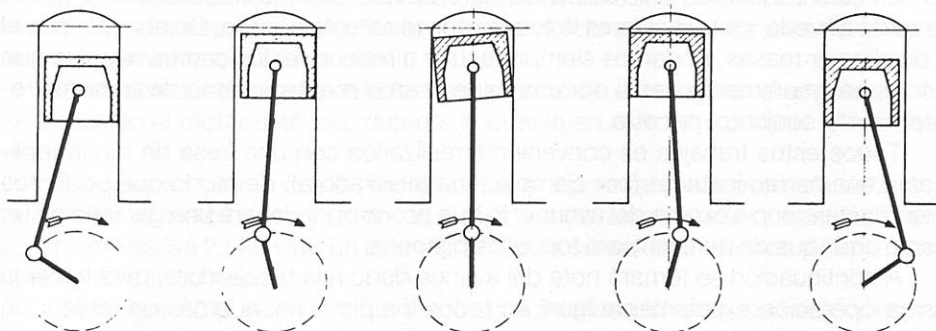


Figura 10. Diferentes fases angulares del proceso de final del tiempo de compresión y principio del tiempo de explosión. Muy exagerado, podemos ver cómo se produce el campaneo de un pistón cuando el eje del bulón está perfectamente centrado.

Si la combinación de estos esfuerzos torsionales y golpeteos de los pistones los multiplicamos por el considerable aumento del número de r/m a que va a girar un motor mejorado, podremos fácilmente comprender que el problema puede empezar a preocupar en una carrera de larga duración.

De hecho, en el campo de la competición se emplea otra técnica distinta para la instalación de los bulones, conocida como de *pistones flotantes*.

Esta técnica consiste en el mandrinado de los alojamientos de los ejes de los pistones, de la misma forma y con las mismas tolerancias que se hace con los cojinetes de pie de biela.

En estas condiciones, el pistón queda articulado en sus alojamientos del bulón, tanto en la parte del pie de biela como en los extremos de soporte. Los esfuerzos torsionales en este punto quedan eliminados y la mayor suavidad en el desplazamiento de cada uno de los pistones queda manifestada en un aumento espontáneo del régimen de r/m, además de un funcionamiento más suave de todo el tren alternativo y un menor desgaste del cilindro y de los pistones.

Este trabajo de mandrinado debe complementarse, sin embargo, con la previsión de un nuevo tipo de engrase para los extremos de los bulones, que ahora quedarán sometidos a roce, con el fin de que se prevea el fácil deslizamiento de los mismos en los orificios de los extremos laterales de los pistones.

Para ello se deberá practicar unos orificios de engrase en los alojamientos extremos del bulón, desde la parte inferior del pistón, y unos canales o «patas de araña» en el interior de los alojamientos por medio de los cuales se distribuirá el aceite sobre la superficie de contacto del eje y del bulón.

Bulones desplazados

En los motores altamente revolucionados, diseñados de origen para la competición, se suele acudir, para paliar este inconveniente del campaneó de los pistones, a la solución de utilizar pistones con el eje del bulón desplazado de su eje geométrico (figura 11).

Esta solución trata de compensar el campaneó de la siguiente forma, que nos ayudará a comprender la presencia de la figura 12 en comparación con la figura 10. Observemos cada uno de los estados angulares de un pistón entre ambas figuras.

Con el eje del bulón centrado (fig. 10), al finalizar el pistón su carrera de compresión e iniciar el descenso, cambia violentamente de posición, dando origen al golpeo sobre las paredes del cilindro en el preciso momento en que se encuentra en el tiempo de explosión, por lo que el golpe está cargado de energía.

Por el contrario (fig. 12), el bulón descentrado se prepara, durante el desarrollo del tiempo de compresión, a adoptar una posición de la falda y la cabeza del pistón que no cambiará durante el tiempo de explosión. De esta forma no existe golpeo porque el golpe de la máxima energía (que es el del tiempo de la explosión) encuentra al pistón en una situación favorable a continuar la carrera descendente. El contacto es ahora mucho más suave y la pérdida de energía por rozamiento mucho menor.

Figura 11. Pistón con el alojamiento del eje del bulón algo desplazado.

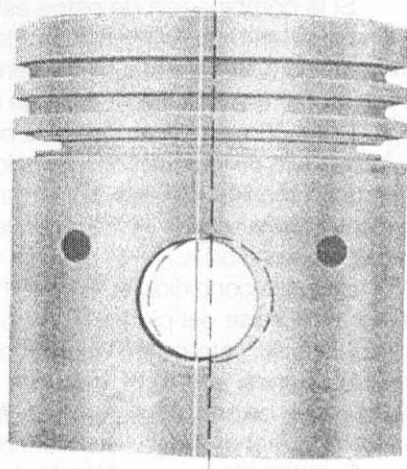
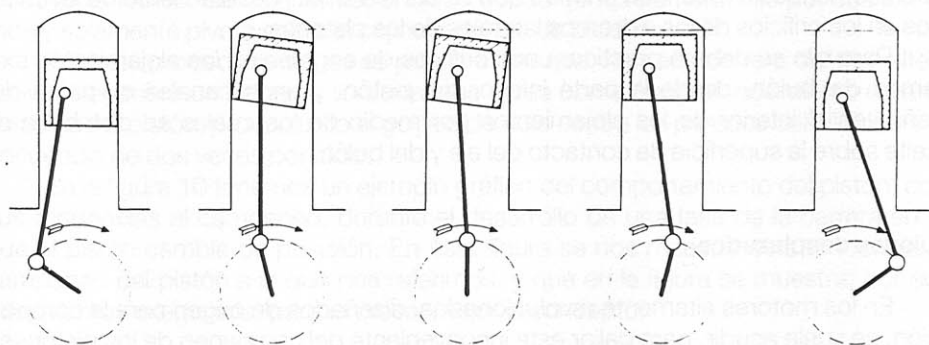


Figura 12. Diferentes fases angulares del proceso de final del tiempo de compresión y principio del tiempo de explosión en un eje de bulón desplazado.



Instalación de los pistones con eje desplazado

La aplicación de un sistema de pistones con ejes desplazados no puede realizarse sin estudios de ingeniería, de modo que el sistema está lejos de poderlo llevar a cabo un mecánico porque requiere muchos estudios y muchas pruebas en un banco.

Sin embargo, lo que sí puede ocurrir es que el mecánico disponga de algún kit en estas condiciones. En este caso, vamos a dar unos breves consejos con respecto a la instalación en el motor de este tipo de pistones.

El sentido de giro de los motores de explosión, salvo muy raras excepciones, es siempre a derechas, mirando el motor desde su parte delantera, o sea, desde el lado donde se halla emplazado el mecanismo de accionamiento de la distribución. Visto el motor girando a derechas, el desplazamiento de los ejes de pistón ha de quedar situado en el lado izquierdo del eje motriz.

Esta disposición resulta válida para cualquier emplazamiento del motor, tanto situado delante como detrás del vehículo y aunque varíe su posición relativa con respecto al sentido de la marcha del vehículo, tal como se puede comprobar en la figura 13.

Por lo general, cuando los pistones tienen alguna particularidad especial de montaje, en la cabeza se señala siempre esta circunstancia, ya sea por medio de una flecha o bien con la palabra «Front». Por esta razón, si en la elaboración del pistón y su consiguiente aligeramiento nos vemos obligados a hacer desaparecer esta indicación o marca, será necesario que la señalicemos de nuevo por medio de un golpe de granete u otro procedimiento, para que no sea posible la confusión al efectuar un nuevo montaje.

En el caso concreto de los pistones con eje desplazado téngase en cuenta que un montaje erróneo comportaría un gran aumento del golpeteo en el motor, por actuar éste de una forma diametralmente opuesta a las ventajas que se esperan de este procedimiento.

Trabajos prácticos en la cabeza de los pistones

Los pistones son las piezas más importantes de una preparación, de modo que todavía hay mucho que decir sobre ellos desde el terreno puramente práctico, además de lo relativo a la pérdida de peso por aligerado del material.

Para poner un ejemplo basta considerar que todo aumento de potencia de un

motor mejorado pasa siempre, inicialmente, por un aumento de la relación de compresión. Para conseguir este aumento se necesita reducir el volumen de la cámara de combustión y, para ello, las soluciones mecánicas más utilizadas y fiables se hallan siempre dentro de los siguientes procedimientos:

- rebajar el plano de la culata (en cuyo caso los pistones pueden tropezar con las válvulas;

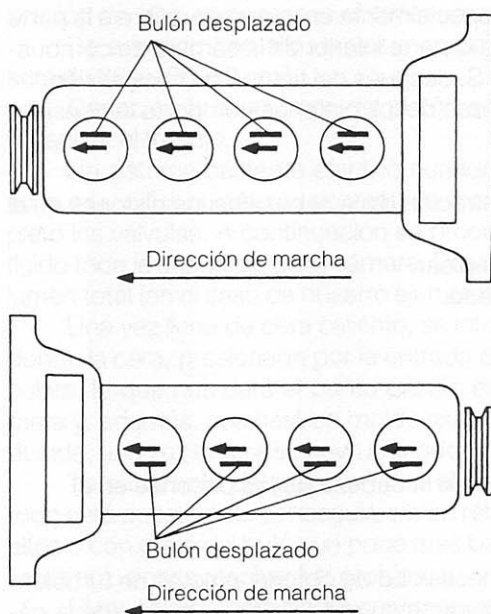


Figura 13. Forma de hallarse montados los pistones con ejes de bulón desplazados.

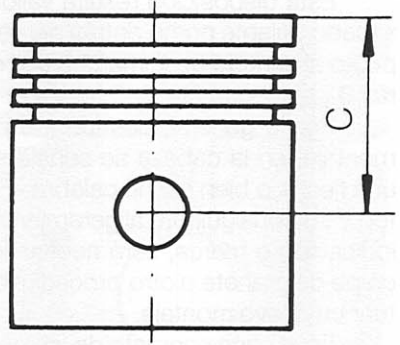


Figura 14. Altura (C) de un pistón que determina la penetración del mismo en la cámara de combustión y, por ello, interviene en la modificación del valor de la relación de compresión.

- rebajar el plano del bloque (en cuyo caso los pistones sobresalen del plano del mismo al alcanzar su P.M.S.);
- o bien aumentar la altura de los pistones (generalmente a base de aumentar la distancia entre la cabeza del pistón y el eje de alojamiento del bulón, es decir, aumentando la distancia C de la figura 14).

Lo más aconsejable es, desde luego, ganar pequeñas ventajas de cada parte, a base de aplicar todos los procedimientos que hemos enunciado, es decir, rebajar un poco la culata, rebajar un poco el plano del bloque y, de poder ser, aumentar un poco la altura de los pistones. Con este sistema se logra no debilitar el motor en ninguna de sus partes y se obtienen, por lo general, resultados muy eficaces.

Las nuevas modificaciones que llevemos a cabo comportarán también un trabajo adicional de elaboración del pistón, especialmente en lo que se refiere a la parte superior de su cabeza, la misma que forma la parte inferior de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en P.M.S. después del tiempo de compresión.

El trabajo de elaboración de las cabezas de los pistones comporta la consideración de los siguientes puntos:

- Determinación de la altura de penetración de la cabeza de los pistones en el interior de la culata.
- Elección del juego de pistones a emplear.
- Construcción de la plantilla de trazado.
- Trazado de los pistones.
- Construcción de galgas o calibres.
- Mecanización de los pistones.
- Operaciones de afinado y pulido.

Determinación de la altura de penetración de la cabeza de los pistones en el interior de la culata

Dada la posición de las válvulas y la necesidad de obtener efectos de turbulencia, fuertemente imprimidos a la mezcla durante su entrada en el interior de la cá-

mara de combustión, las cabezas de los cilindros suelen tener unas formas bastante alejadas de toda disposición simétrica. De este modo resulta bastante difícil establecer por cálculo la cantidad de masa que debe sobresalir del pistón para que penetre en la cámara de compresión y conseguir con ello un determinado aumento de la relación de compresión.

En la práctica no existe otro sistema que actuar por un procedimiento experimental.

En este sentido, el primer paso consistirá en medir el volumen de la cámara de combustión que tiene de origen la culata. Con este dato deberemos calcular, por medio de una fórmula matemática que se da en el capítulo 6, el nuevo volumen de la cámara que deseamos obtener con respecto a un aumento de la relación de compresión que hayamos establecido de antemano.

Una vez trabajada la cámara para mejorar la respiración del motor (aumento del tamaño de las válvulas u otras modificaciones) volveremos a medir el volumen de la cámara resultante y la diferencia con respecto al cálculo inicial deberá ser cubierta por una mayor penetración del pistón en el interior de la cámara. Veamos un ejemplo.

Supongamos que tenemos un motor con una cámara de combustión que mide, inicialmente, 27 cm^3 .

Hecho el cálculo de la relación de compresión que conviene a nuestro motor preparado, llegamos a la conclusión de que debe hallarse en 10:1. Ahora bien, al trabajar en la cámara y aligerar algunas partes de la misma podemos haber aumentado su volumen, de modo que en una segunda medición del volumen la cámara tiene 28 cm^3 .

Sin embargo, según el cálculo, para que la cámara tenga una relación de compresión de 10:1 es necesario obtener un volumen total de la misma de sólo 20 cm^3 .

De acuerdo con ello, el volumen del pistón que ha de penetrar en la cámara será de $28 - 20 = 8 \text{ cm}^3$.

Conociendo el volumen del pistón que ha de penetrar en la cámara podremos organizar el trabajo.

Un sistema bastante efectivo cuando el pistón tiene una cabeza irregular y resulta muy difícil su cálculo geométrico, consiste en tomar la culata y cerrar por completo las válvulas. A continuación se procede a untar con una suave capa de aceite fluido toda la superficie de la cámara. Después se vierte cera líquida en ella, en un volumen total (en el caso de nuestro ejemplo) de 20 cm^3 .

Una vez llena de cera caliente, se introduce la cabeza del pistón hasta el punto donde la cera, presionada por la entrada de dicha cabeza, se acerque al plano de la culata, lo que nos dará el punto exacto en el que el pistón debe penetrar en la cámara y, además, nos hará un molde exacto de la forma a que la cámara quedará reducida, una vez la cera se haya enfriado y solidificado.

Tomada nota del plano en que el pistón debe sobresalir del plano del bloque todo será cuestión de conseguir, o bien rebajar el bloque, o bien utilizar pistones más altos o con el eje del bulón un poco más bajo con relación a la cabeza. Cualquiera de estas soluciones resolverá el problema.

El modelo de cera podrá servirnos para realizar la plantilla de cómo deberá ser

la cámara, tema de la mayor importancia porque no hay nada más poco beneficioso para el motor que mantener cuatro o más cámaras de combustión con diferentes valores de compresión, aunque las diferencias sean relativamente pequeñas. Por lo tanto, y en este sentido, hay que procurar hacer todos los trabajos de las cámaras *exactamente* con los mismos resultados.

Elección del juego de pistones a emplear

La obtención de unos pistones adecuados para el mejoramiento de un determinado motor no es cosa tan sencilla como pudiera parecer a primera vista. De hecho, la elección de unos pistones adecuados requiere especial atención a los puntos siguientes:

- Primero.* Diámetro de los pistones adecuado a las dimensiones de los cilindros.
- Segundo.* Alta calidad del material que permita las mínimas tolerancias de montaje.
- Tercero.* Tener preferencia por los pistones cuyo proceso de fabricación sea el forjado o estampado del material.
- Cuarto.* A poder ser, decidirse por pistones con el eje del bulón desplazado para mejor control de los golpes y empujes laterales.
- Quinto.* Elegir preferentemente pistones provistos de esqueleto antidilatación, en el caso de que sea fundidos.
- Sexto.* Prestar atención a la altura de compresión y asegurarse de que esté dentro de los límites más próximos a los apetecidos.

Existen muchos tipos de pistones entre los que hay que saber elegir. Para ello el mecánico debe hacerse con los catálogos de los principales fabricantes.

En la figura 15 puede verse una selección de quince formas diferentes de cabezas de pistón que regularmente figuran en muchos catálogos del ramo. Entre todas ellas se deberá elegir la que más se avenga a nuestras necesidades.

Construcción de la plantilla de trazado

En el caso más frecuente, de que, para aumentar la relación de compresión, la cabeza del pistón deba penetrar más o menos profundamente dentro de la cámara de combustión de la culata, su forma deberá adaptarse a la geometría de la cámara y dejar espacio suficiente para que el desplazamiento de las válvulas no se interfiera con el movimiento del pistón.

Cuando se trate de motores cuyas cámaras no sean cilíndricas o hemiesféricas, el primer paso para la modificación de la cabeza de los pistones será la construcción de una plantilla de trazado mediante la cual reproduzcamos las medidas en las que se va a mover todo este conjunto (válvulas y pistón).

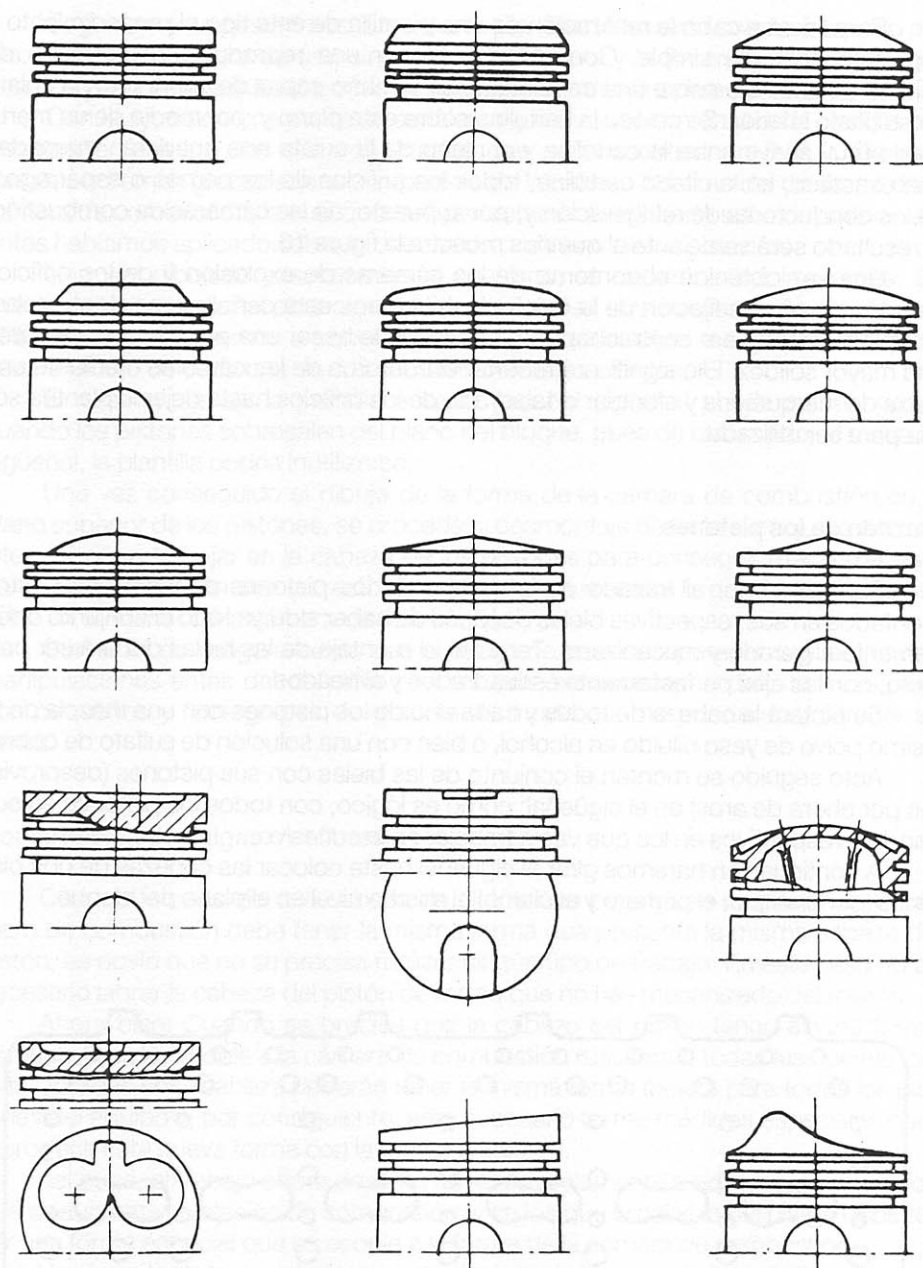


Figura 15. Conjunto de diversas formas de la cabeza de los pistones extraído de catálogo de un fabricante.

Para llevar a cabo la realización de una plantilla de este tipo el procedimiento a seguir es bastante simple. Consiste en obtener una reproducción del plano de asiento de la culata sobre una cartulina de un tamaño capaz de cubrir toda la culata en su plano inferior. Se coloca la cartulina sobre este plano y, por medio de un martilleado muy suave entre la cartulina y el plano de la culata nos quedarán marcadas con exactitud, en la citada cartulina, todos los orificios de los pernos o espárragos, de los conductores de refrigeración y, por supuesto, de las cámaras de combustión. El resultado será semejante al que nos muestra la figura 16.

Una vez obtenido el contorno de las cámaras de explosión y de los orificios para los pernos de fijación de la culata, instalaremos esta cartulina resultante sobre una placa de madera contrachapada, con el fin de hacer una plantilla que presente una mayor solidez. Ello significará recortar el contorno de las cámaras mediante una sierra de marquetería y efectuar el taladrado de los orificios hasta dejar la plantilla sólida para ser utilizada.

Trazado de los pistones

Para proceder al trazado de la cabeza de los pistones deberán estar éstos montados en sus respectivas bielas después de haber sido ya todo el conjunto debidamente aligerado y mecanizado. También el montaje de las bielas deberá ser perfecto, con los ejes perfectamente escuadrados y alineados.

Se pintará la cabeza de todos y cada uno de los pistones con una mezcla de finísimo polvo de yeso diluido en alcohol, o bien con una solución de sulfato de cobre.

Acto seguido se montan el conjunto de las bielas con sus pistones (desprovistos por ahora de aros) en el cigüeñal; como es lógico, con todos los pistones en sus cilindros respectivos en los que van a trabajar en lo sucesivo.

A continuación haremos girar el cigüeñal hasta colocar las cabezas de dos pistones (por ejemplo, el primero y el último) al mismo nivel en el plano del bloque.

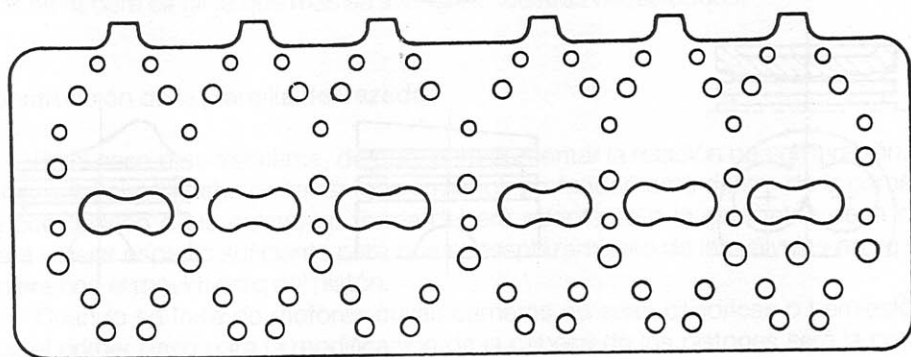


Figura 16. Ejemplo de superficie de asiento de una culata con las cámaras no circulares.

Seguidamente pasaremos a montar la plantilla de trazado construida poco antes, como si se tratara de una simple junta de culata y la fijaremos mediante unos cuantos pernos para que no pueda desplazarse durante la operación de trazado.

Con la ayuda de una punta de señalar seguiremos el contorno de la plantilla correspondiente a los dos cilindros citados que se encuentran en P.M.S. De esta forma, podremos grabar sobre la superficie de la cabeza la forma del contorno de la cámara de combustión, la cual quedará perfectamente dibujada sobre la pintura que antes habíamos aplicado sobre la cabeza de cada uno de los pistones.

Una vez dibujado exactamente el contorno, se deberá retirar la plantilla. Se vuelve a girar el cigüeñal para conseguir poner a nivel otra nueva pareja de cilindros sobre los que volveremos a poner la plantilla y a trazar sobre la superficie de la cabeza el dibujo de cada una de sus cámaras correspondientes.

El desmontaje de la plantilla a cada giro del cigüeñal puede ser necesario cuando los pistones sobresalen del plano del bloque, pues de otro modo, al mover el cigüeñal, la plantilla podría inutilizarse.

Una vez conseguido el dibujo de la forma de la cámara de combustión en el plano superior de los pistones, se procede al desmontaje de todo el conjunto del tren alternativo y a trabajar en la cabeza de los pistones para conseguir mecanizar esta parte y dejar el pistón con un resto de material equivalente a lo que se pretende penetrar en el interior de la cámara de combustión.

Con el fin de asegurarse de que el dibujo no va a desaparecer con las futuras manipulaciones antes del definitivo mecanizado, se aconseja rodear todo su perfil con pequeños y finos golpes de granete de modo que no pueda desaparecer su forma.

Construcción de galgas o calibres

Cuando la parte de una cabeza de pistón que penetra en el interior de la cámara de combustión debe tener la misma forma que presenta la misma cabeza del pistón, es obvio que no se precisa realizar ningún tipo de trabajo. En este caso no es necesario labrar la cabeza del pistón de modo que no hay mecanizado del mismo.

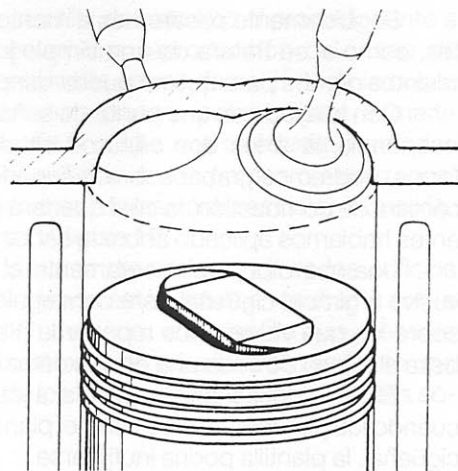
Ahora bien: Cuando se precisa que la cabeza del pistón tenga alguna forma particular que se acople a la cámara de combustión resultante, todas las nuevas formas labradas en la cabeza deberán tener la misma forma exacta para todos los pistones del equipo y, por consiguiente, será necesario tomar medidas especiales para reproducir esta nueva forma con la mayor exactitud.

Así pues, el trabajo ahora descrito se refiere solamente a aquellos casos en los que se aumente la relación de compresión, y en los que la cabeza del pistón debe tener una forma especial que se acople a la forma de la cámara de combustión.

Un ejemplo de lo que acabamos de decir lo tenemos en la figura 17, en donde, la cabeza del pistón deberá quedar con el aditamento de material que se muestra en la figura, en el centro de la cabeza del pistón.

Cuando los pistones deben estar provistos de estas formas especiales en sus cabezas es necesario tomar nota exacta de los perfiles para que el mecanizado deje

Figura 17. Cabeza de pistón modificada parcialmente para conseguir aumentar la relación de compresión.



los pistones exactamente iguales y la relación de compresión de cada cilindro se mantenga invariable en todos los casos.

La realización de estos calibres de comprobación se efectúa a base de aprovechar el molde de cera que se hizo para obtener el cálculo de penetración del pistón en la cámara. De acuerdo con las características de este molde se puede determinar la forma que deberá adoptar la cabeza en el interior de la cámara. Para ello, se puede modificar el volumen de cera hasta obtener una forma que beneficie la turbulencia de la corriente de mezcla que entrará por la válvula —o válvulas— de admisión, y del gas quemado que saldrá por las válvulas de escape.

Una vez determinada la forma, se recorta una plantilla de plancha de hierro o latón, en sentido longitudinal, y otra plantilla en sentido transversal, las cuales deberán servir de base para el mecanizado.

Por supuesto, pueden existir formas que resulten mucho más complicadas que las que vemos en la figura 17. En ese caso, el mecánico deberá realizar tantas plantillas como crea necesario, con el fin de poder reproducir exactamente la misma forma en cada una de las cabezas de los pistones cuando llegue el momento de realizar el mecanizado de las cabezas, tema al que vamos a referirnos en el próximo capítulo.

Existe también la posibilidad de disponer de una fresadora copiadora tridimensional, cosa que haría que la creación de plantillas que acabamos de exponer no tuviera ya demasiada importancia. En el caso de poder disponer de este sistema de copiado, bastará con efectuar el mecanizado del primer pistón para tener la garantía de que todos los demás serán exactamente iguales a partir de los ángulos y formas del primero.

De no disponer de este u otro tipo de máquina copiadora adecuada, se realizará el trabajo desde un punto de vista artesanal y ello es lo que estamos describiendo.

Mecanización de los pistones

Una vez dispongamos de la forma grabada en la cabeza del pistón y de la profundidad de la misma, de acuerdo con las plantillas, se procederá al mecanizado de la cabeza del pistón. La máquina más adecuada para hacer este trabajo es una fresadora. Se recomienda el empleo de una fresa frontal, por medio de la cual se comienza por rebajar el material del pistón hasta el punto indicado por el trazado y a la profundidad que de antemano ya hemos determinado por medio de las plantillas.

En este primer trabajo de aproximación se aconseja conservar una distancia de una 4 a 5 décimas de mm antes de llegar a la forma definitiva de contorno, y finalizar la operación, después, con la ayuda de limas finas, de las utilizadas en los trabajos de precisión que realizan los ajustadores.

De hecho, se deberá estar comprobando constantemente, con un palmer o pie de rey de precisión, los resultados que se van obteniendo a medida que avanza en el trabajo, y modificando las medidas hasta obtener los valores correctos preconizados en los planos o en las galgas que se han tomado anteriormente.

La mejor solución, una vez terminado completamente el mecanizado de la cabeza de un pistón, es acudir a una fresadora copiadora de formas, pues así tendremos, la seguridad de que no van a encontrarse diferencias entre los cuatro o más pistones del motor que tratamos de mejorar.

De no poder disponer de esta máquina, el trabajo deberá hacerse a mano, con el riesgo de equivocarse y echar a perder algún pistón. Pero ello es necesario si no se dispone de un sistema de mecanizado como el indicado.

Versificación

Una vez mecanizados todos los pistones, se realizará su montaje de nuevo en el motor que estamos preparando.

Sin necesidad de montar los aros se procederá a instalarlos en sus bielas y luego éstas en sus respectivos codos del cigüeñal.

También se supone, para este trabajo de verificación, que la culata ya ha sido debidamente trabajada de antemano y ahora tiene todas sus válvulas montadas y en condiciones de acabado.

Lo que nos interesa verificar en este momento es si la altura de alzada de las válvulas puede quedar interferida, en algún momento, por la alzada del material de la cabeza del pistón, es decir que no ocurra lo que muestra la figura 18.

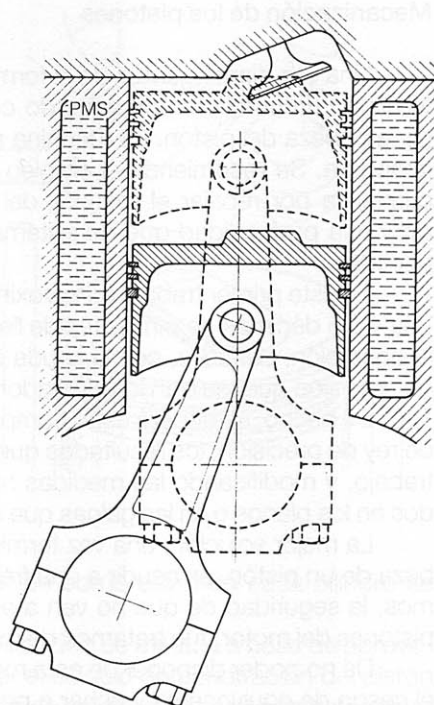
Aquí podemos ver que, durante su funcionamiento normal, cuando el pistón alcance su P.M.S. y la válvula esté abierta en su posición máxima de carrera, el golpeo con el pistón es inevitable.

Con el fin de evitar este importante defecto, que arruinaría el motor, es necesario mecanizar de nuevo esta parte del material del pistón para dar salida a la válvula.

Con el fin de verificar este posible defecto, empezaremos por tinter, con azul de Prusia, la zona interna de las cámaras y, por supuesto, la copa de todas las válvulas.

A continuación, se pasa a montar la culata en el bloque pero sin poner la junta

Figura 18. Comprobación de la interferencia del pistón con respecto a la válvula cuando ésta obtiene su máxima alzada. Esta disposición debe ser corregida pues ya se advierte que el motor no podría funcionar en estas condiciones.



de estanqueidad de la culata. Se apretarán los pernos de fijación a menos de la mitad de su par de apriete normal.

La culata deberá hallarse con el eje o ejes de levas, montados, y se deberá efectuar la puesta a punto de la distribución exactamente igual a como se hace en la práctica cuando el motor se dispone para que preste un servicio regular.

Una vez realizadas todas estas operaciones previas, se procederá a mover el cigüeñal a mano y con sumo cuidado, con la intención de estar muy atentos a detener inmediatamente su giro en cuanto se note la más mínima obstaculización.

Si no se encuentra obstaculización alguna, se le darán al cigüeñal varias vueltas.

Acto seguido se pasa a desmontar la culata y, de acuerdo con lo indicado por el azul de Prusia, veremos en qué zonas del pistón se producen los roces con las copas de la válvula, por observar la presencia de restos de pintura sobre la cabeza de los pistones.

Si no hubo roce observable durante la operación de giro a mano del cigüeñal ni tampoco existen ahora restos de pintura en la cabeza de los pistones, ello indica que no existe contacto de las válvulas con éstos. Pero si la situación fuera la contraria, será necesario efectuar los trabajos de retoque y rebaje del material en la cabeza de los pistones para obtener la coincidencia de las válvulas y del pistón en P.M.S., sin que exista interferencia entre las dos piezas mecánicas.

Una forma práctica muy efectiva de llevar a cabo este trabajo con la mayor exactitud, puede hacerse preparando una válvula con una cabeza cortante y actuando con una taladradora de mano (fig. 19).

Desmontada la culata y visto el golpe en la cabeza del pistón, se pasa a medir la distancia que existe entre el asiento de la válvula y su alzada máxima, es decir, la señalada con el número (1) en la figura.

A continuación se toma una válvula vieja del mismo tipo de las que se utilizan en el motor que estamos preparando, y se le aplica por soldadura, y en la parte exterior

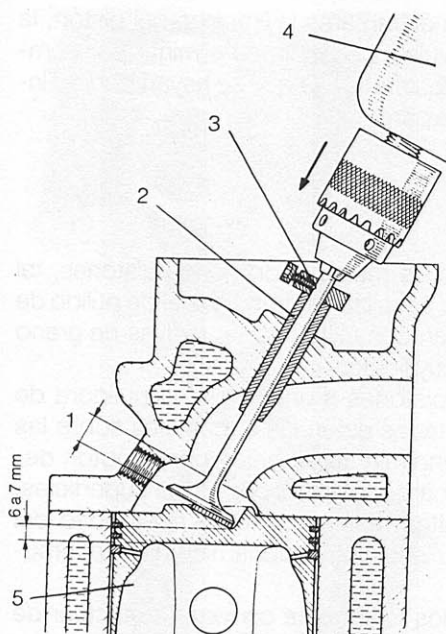


Figura 19. Sistema para labrar en la cabeza del pistón un espacio para facilitar el desplazamiento de la válvula. (1) altura máxima de abertura de la válvula. (2) guía de válvula. (3) casquillo de fijación de la válvula. (4) taladradora de mano. (5) pistón en P.M.S. (6) grosor mínimo que debe tener el material de la cabeza del pistón.

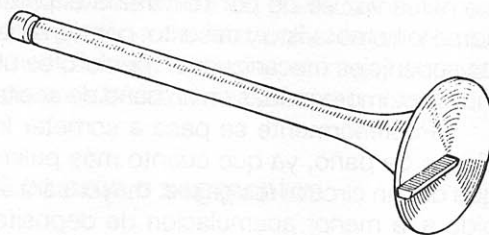


Figura 20. Válvula a la que se le ha soldado un trozo de acero para convertirla en una herramienta cortante.

de la copa, una plaquita de acero de corte, no mayor de 2 mm, la cual después se afila y se deja de la forma que se aprecia en la figura 20.

Luego se pasa a desmontar la válvula buena del motor y, en su lugar, se aplica la válvula cortante. En la cola de esta válvula se habrá montado un casquillo con tornillo de fijación, del tipo que nos muestra la figura 21, el cual se habrá ajustado correctamente a la distancia máxima de alza de la válvula. Ahora ya podrá pasarse a mecanizar la zona del pistón en la que se ha comprobado existe interferencia con la válvula, de la forma que se está haciendo en la figura 19 anterior.

En estas operaciones de rebaje de la cabeza del pistón, no es aconsejable que la pared de la cabeza del pistón se vea rebajada más de 6 o 7 mm, pues, de otra forma, la perforación de la cabeza puede hacerse efectiva en marcha y ocasionar la pérdida total de rendimiento del motor.

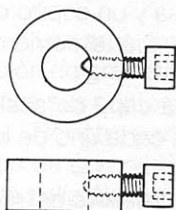


Figura 21. Casquillo de fijación para sujeción de la válvula cortante.

Una vez realizada esta operación deberá extremarse la limpieza del pistón, la cámara de combustión y el asiento de las válvulas, con el fin de eliminar por completo todo resto de virutas y de posibles esquirlas metálicas que se hayan podido introducir en los rincones de la cámara o entre las paredes del cilindro.

Operaciones de afinado y pulido

Una vez se dé por terminado el proceso de mecanizado de los pistones, tal como lo hemos visto y descrito, conviene pasar a realizar un trabajo final de pulido de las superficies mecanizadas. Para ello se utilizan con éxito telas abrasivas de grano muy fino, impregnadas en un baño de aceite muy fluido.

Posteriormente se pasa a someter los pistones a una máquina pulidora de discos de paño, ya que cuanto más pulimentadas estén las superficies sobre las que deban circular los gases, mayor será el rendimiento obtenido por el motor, debido a la menor acumulación de depósitos carbonosos sobre estas superficies. Cuando existe la formación de estos depósitos resulta menor la posibilidad del pistón para deshacerse del calor que en su normal funcionamiento va acumulando.

Cuando los pistones se den por acabados totalmente convendrá efectuar de nuevo su pesaje.

Lo ideal es que todos los pistones pesen lo mismo, pero si ello no es así en esta primera verificación, se deberá conseguir que las diferencias de peso entre el más ligero y el más pesado se mantenga más o menos alrededor de 1 a 2 gramos. Si no se da esta circunstancia, deberán efectuarse pequeños rebajes de material en los pistones más pesados para conseguir el fin indicado.

La forma más efectiva para conseguir igualar pequeñas diferencias consiste en efectuar una serie de avellanados en las paredes internas del pistón, preferentemente en la cúpula si no hemos castigado mucho el mecanizado, por el anverso, de la cabeza del pistón.

Estos avellanados deberán ser de muy poca profundidad, pero, a pesar de ello, este procedimiento puede servir para que el pistón más pesado pierda algunos gramos y se empareje perfectamente con los pistones más ligeros.

Los pistones, ya terminados, adoptarán el aspecto que nos muestra la figura 22, aunque en ella se encuentran montados en la biela correspondiente.

Finalmente, procederemos a una limpieza a fondo de los pistones con petróleo, con el fin de asegurarnos de la eliminación de la más mínima partícula metálica o abrasiva que haya podido quedar adherida en cualquier parte del material.

A continuación se pasará a lavarlos con una solución jabonosa y un cepillo de cerdas no muy duras y enseguida a secarlos por medio de una fuerte corriente de aire comprimido.

Por último, y para terminar la operación, se colocará una fina capa de aceite muy fluido sobre toda la superficie, tanto interna como externa, de cada uno de los pistones.

Luego, si todavía no tenemos la culata preparada y el montaje definitivo del mo-

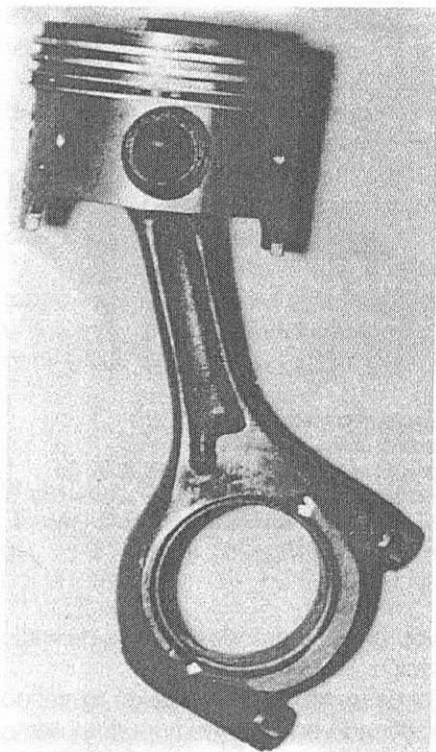


Figura 22. Pistón mostrando su cabeza una vez terminada la operación de preparación de esta pieza fundamental del motor.

tor no es inmediato, los embalaremos con papel parafinado y los guardaremos en estas condiciones hasta que llegue el momento definitivo de su montaje, una vez preparadas las otras partes del motor.

Los aros o segmentos

El último de los elementos que forma parte del pistón y que debemos considerar, siquiera sea brevemente, es el conjunto de los arcos, segmentos o anillos de pistón (pues con todos estos nombres se les conoce), elementos que tienen la misión de asegurar la estanqueidad de la cámara formada entre la cámara de combustión y la cámara formada entre la cámara de combustión y la cabeza del pistón.

Los aros evitan que pueda, introducirse hasta el cárter los fuegos de la explosión y los vapores de la mezcla, los cuales diluirían y degradarían las propiedades de los aceites depositados en el fondo del cárter si llegan a juntarse.

En los motores de serie se suele utilizar solamente tres aros pero en los motores de competición, debido a la necesidad de reducir cuanto sea posible el peso y los efectos de fricción de los órganos que componen el pistón. Además, los aros de competición tienen formas y soluciones técnicas diferentes de los aros de los motores comerciales.

Aros empleados en competición

Los aros empleados en los motores de alta competición se construyen de fundición de gran elasticidad, al objeto de que presenten una máxima adaptabilidad, en todos sus puntos de contacto, con la superficie interna de los cilindros.

Por otra parte, y con el fin de reducir el desgaste y frenado de los pistones, los aros de competición suelen tener cromada la superficie de roce. La aportación de esta película de cromo poroso permite aplicar a los aros una sobrepresión radial que

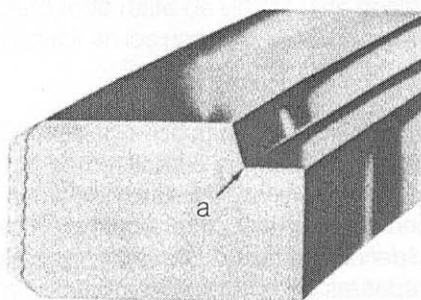


Figura 23. Sección de un aro de compresión para motor de competición con la superficie de contacto cromada. (a) rebaje en el borde superior interno para permitir la deformación torsional.

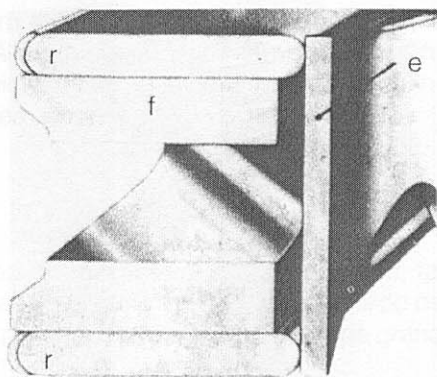


Figura 24. Aro rascador de aceite, compuesto de varias piezas. (e) anillo de acero ondulado. (f) aro de fundición. (r) borde de contacto con la pared del cilindro, con sus extremos de contacto cromados.

asegura la perfecta obturación de los cilindros durante los grandes efectos de vacío que se originan en los momentos de la deceleración.

En la figura 23 se muestra la sección radial de un *aro de compresión* revestido de cromo. El rebaje señalado con la letra a, practicado en el borde superior interno del aro, permite una ligera deformación torsional a cada fase del ciclo, aumentando la estanqueidad del aro a la vez que se consigue así que solamente roce con las paredes del cilindro por uno de sus bordes, según sea el sentido de movimiento del pistón. Con esta acción se reduce considerablemente la acción de frenado que ejerce el aro sobre las paredes del cilindro.

Por otra parte, en la figura 24 se puede ver un aro estudiado para cumplir la segunda de las funciones de estos elementos, el control del aceite, por lo cual recibe el nombre de *aro rascador de aceite*.

Como puede verse en la citada figura 24, este aro se halla formado por varias piezas montadas entre sí. Está compuesto por un aro de fundición (f) idéntico a los empleados en los motores comerciales, provisto de ranuras para el drenaje del aceite; consta además de dos rieles de acero, cromados en su borde de contacto con la pared del cilindro (r) que son los que actúan a modo de rascadores de aceite y de compresión simultáneamente; y un aro de expansión (e), de acero ondulado, situado entre la garganta del pistón y el respaldo del conjunto de anillos que constituyen el aro de engrase.

Estanqueidad y separación de las puntas de los aros

La elasticidad de un aro queda compensada cuando se introduce en el interior del cilindro. Entonces sus puntas se aproximan y, lejos de juntarse por completo, de-

ben todavía dejar una separación para compensar los efectos de la alta temperatura y su consiguiente dilatación.

Los aros contruidos para los motores de competición suelen presentar bastantes diferencias en el tallado de las puntas con respecto a los aros comerciales.

En primer lugar, el corte de compensación de la dilatación, tal como puede verse en la fig. 25, está tallado con un ángulo de 45°, en vez de los 90° que es corriente en el corte en los motores comerciales de serie. Esta variación tiene su justificación en los siguientes cálculos.

Veamos, en primer lugar, lo que ocurre en el caso del tallado a 90°. Considerando un coeficiente de dilatación lineal de 0,00001 para el material de los aros, y una temperatura de funcionamiento de 150 °C, la separación entre puntas, con un corte a 90°, se puede calcular mediante la fórmula siguiente:

$$s = 3,1416 \times D \times 0,00001 \times 150$$

en la que D es el diámetro del cilindro en milímetros y s el valor de la dilatación.

En el caso del corte a 45° la fórmula queda modificada por el valor de 0,707, que es el seno de un ángulo de 45°, de modo que el valor de dilatación vendría dado por la fórmula:

$$s = 3,1416 \times D \times 0,00001 \times 150 \times 0,707$$

Otro sistema empleado en competición es el mostrado en la figura 26, con el corte de dilatación en escalón. Mediante este sistema, el mayor laberinto que ha de recorrer el gas para burlar la estanqueidad de la junta que es el aro mejora el rendimiento del mismo. En la figura 27 puede verse la dificultad que tendrán que tener los gases para burlar la junta de estanqueidad que es el aro, en la zona de la separación de sus puntas.

Las fórmulas dadas anteriormente sobre la separación de los aros entre sus puntas, en función de la dilatación de éstos, son solamente válidas en una primera aproximación de tanteo. En la práctica, diversos factores pueden influir en aconsejar un huelgo o separación diferente al obtenido por el cálculo.

La presente tabla proporciona diversos valores de separación aconsejados en aros con corte a 90°, en función del diámetro del cilindro.

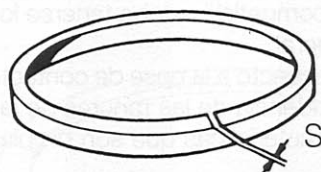


Figura 25. Disposición del corte del aro a 45°. (S) separación entre puntas con el aro introducido en el cilindro.

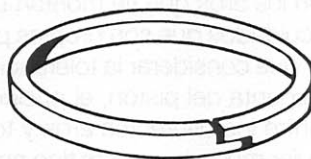


Figura 26. Corte de aro de los llamados «en escalón».

Figura 27. Esquema del difícil paso de los gases a través de los extremos de un aro en escalón.

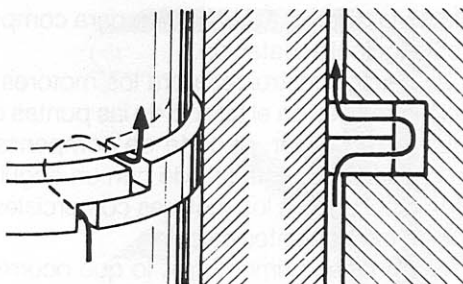
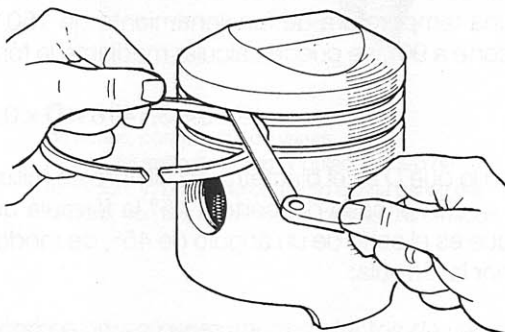


Figura 28. Comprobación del juego u holgura entre el aro y su garganta correspondiente. Hay que servirse de un juego de galgas de espesores para determinar si el valor está dentro de la tolerancia.



Ø mm	Huelgo mm
40-50	0,10-0,25
51-60	0,15-0,30
61-80	0,20-0,35
81-90	0,25-0,40
91-100	0,25-0,40

Ø mm	Huelgo mm.
101-110	0,30-0,50
111-120	0,35-0,50
121-130	0,35-0,55
131-140	0,40-0,55
141-150	0,45-0,60

Trabajos prácticos en los aros

Con los aros que se montan en los pistones de competición debe tenerse los mismos cuidados que son propios para los aros en general.

Hay que considerar la tolerancia de los aros con respecto a la base de contacto con la garganta del pistón, el posicionado de no coincidencia de las ranuras de las puntas entre los diferentes aros y todas las demás características que son propias de cualquier montaje de este tipo en el taller.

El montaje debe llevarse a cabo, a ser posible, por medio de una tenaza expansora de aros, de modo que se asegure que este elemento no va a sufrir daños durante su montaje.

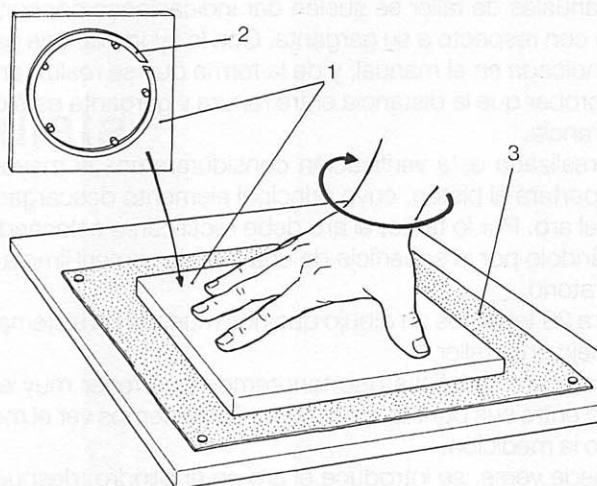


Figura 29. Sistema corriente de rectificar un aro ayudándose de un taco de madera (1) taco de madera. (2) aro. (3) tela de esmeril.

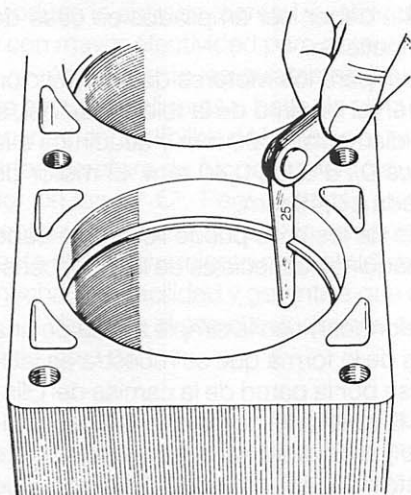


Figura 30. Verificación de la holgura de la punta de un aro introducido en el interior de un cilindro, con la ayuda de un juego de galgas de espesores.

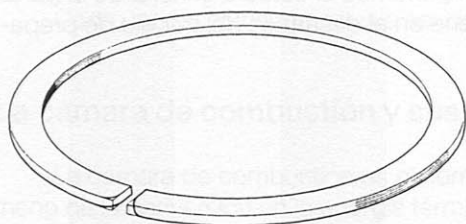


Figura 31. Se finaliza el trabajo de ajuste de los aros eliminando los cantos vivos de las puntas exteriores que rozan con las paredes del cilindro.

En los manuales de taller se suelen dar indicaciones concretas sobre las tolerancias del aro con respecto a su garganta. Con la ayuda de una galga de espesores de la medida indicada en el manual, y de la forma que se realiza en la figura 28, procederá a comprobar que la distancia entre ranura y garganta esté dentro de lo admitido por la tolerancia.

Una vez realizada esta verificación consideraremos la mayor acumulación de calor que se aportará al pistón, cuyo principal elemento descargador hasta la pared del cilindro es el aro. Por lo tanto, el aro debe rectificarse colocándolo en un taco de madera y pasándolo por la superficie de una tela de esmeril limpia imprimiéndole un movimiento giratorio.

En la figura 29 tenemos un dibujo que nos muestra un sistema muy corriente de hacer este trabajo en el taller.

Otra de las características que tendremos que tener muy en cuenta con los aros es el juego entre sus puntas. En la figura 30 podemos ver el momento y la forma de llevar a cabo la medición.

Como puede verse, se introduce el aro en el cilindro, después de haber eliminado por completo todo resto de aceite en las paredes del cilindro, y luego, con un juego de galgas de espesores, se procede a verificar la distancia de la separación.

Las puntas deben estar lo suficientemente separadas para que, incluso en el caso de mayor dilatación, no lleguen a juntarse (ello podría ocasionar el gripaje del motor). Los valores dados para el motor de serie deben ser ampliados en caso de una preparación de este mismo motor para competición.

De acuerdo con los datos dados en la tabla, para los motores de competición deberemos escoger siempre valores que estén en el máximo de la tolerancia. Así, si estamos trabajando en un cilindro que tiene un diámetro de 90 mm y acudimos a la tabla, allí se nos indica valores que van entre los 0,25 a los 0,40 mm. El motor de competición trabajará mejor si la separación queda a 0,40 mm.

El ajuste de esta distancia entre las puntas de los aros puede llevarse a cabo por medio de una lima o incluso por medio de máquinas especiales de limado, construidas para este fin.

Otra buena norma con los aros es la de redondear, con la simple ayuda de una piedra de afilar, las puntas exteriores dejándolas de la forma que se muestra en la figura 31. Los aros de competición van a deslizarse por la pared de la camisa del cilindro a mucha mayor velocidad, y si se produjera la rotura del canto vivo ello daría origen a fuertes rayadas en las paredes del cilindro y a la rotura de la película de aceite que existe en esta parte. Al redondear las puntas de los aros colaboramos a que este defecto no pueda producirse con facilidad.

Con lo dicho hasta este momento completamos el estudio general de la parte del tren alternativo que tanta importancia tiene en el desarrollo del trabajo de preparación de motores de competición.

6. La culata

El estudio de la culata de un motor de explosión es una de las fases más importantes en la preparación de un motor de competición. Es en esta pieza, en la que se produce la entrada, control y salida de los gases, donde podemos hacer más cosas y con mayor efectividad para obtener un importante «plus» de potencia.

Actualmente las culatas de los motores comerciales son todas prácticamente de aleaciones ligeras a base de aluminio. Este tipo de culatas ofrece la ventaja de su buena conductibilidad térmica por medio de la cual es posible obtener rápidamente la temperatura de funcionamiento que puede considerarse normal, es decir, alrededor de los 87 C°. Pero, además, estas aleaciones ligeras añaden a la indicada, la ventaja de facilitar su propia refrigeración cuando se produce exceso de calor durante el funcionamiento normal del motor. Además, el material puede trabajarse con mucha más facilidad y garantías que el material de las antiguas culatas de fundición.

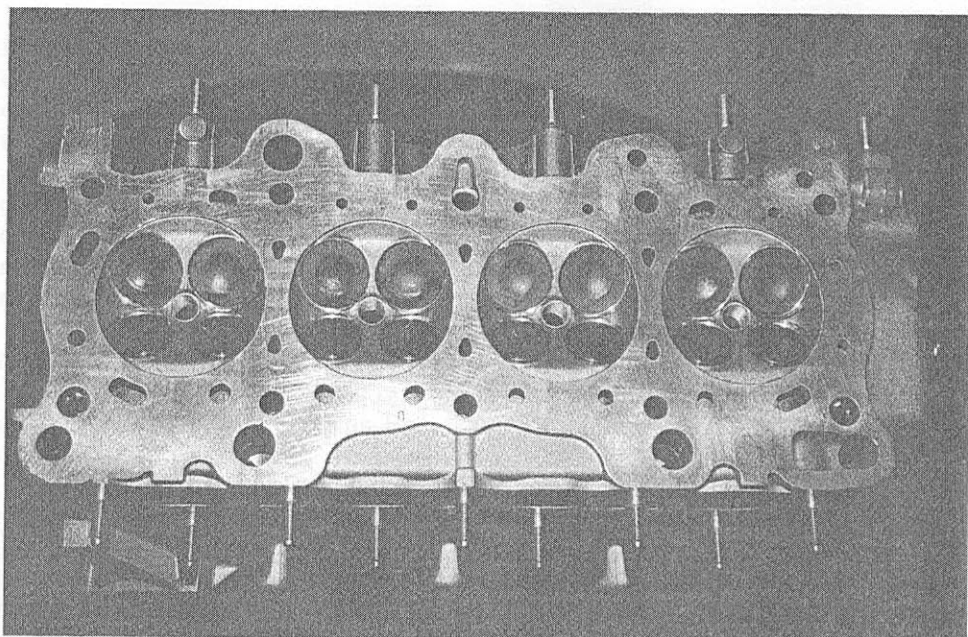
Vamos a dividir el estudio que se efectúa en este capítulo sobre la culata en las siguientes partes:

- La cámara de combustión y sus preparaciones.
- Las válvulas: sus asientos y guías.
- Los conductos de admisión y escape.
- Los pernos de fijación de las culatas.

Cada uno de estos temas va a ser desarrollado con la debida extensión.

La cámara de combustión y sus preparaciones

La cámara de combustión es el horno del motor en donde se produce el fenómeno de la conversión en la energía térmica que contiene el combustible en energía



Culata de motor de competición moderno.

cinética cedida al pistón. Así pues, esta zona de la culata es la parte más importante del motor, sin la cual cualquier otro mecanismo o dispositivo eléctrico o mecánico del motor no tiene objeto.

Esta definición nos da idea del porqué las modificaciones llevadas a cabo en este punto tienen una respuesta tan importante en el rendimiento y la potencia dada por un determinado motor.

La cámara de combustión de un motor de explosión de cuatro tiempos comporta un sistema de válvulas para determinar en cada momento el paso de los gases frescos al interior de la cámara y la expulsión de los gases quemados cuando éstos ya resultan inservibles; además, debe disponer de un sistema eléctrico de chispa por medio del cual se pueda controlar el inicio de la explosión en la posición angular más favorable del pistón cuando se halla en las proximidades del P.M.S. y en el tiempo del ciclo llamado de explosión. Por lo tanto, debe hallarse precedido de un sistema para la preparación y control de la gasolina mezclada con el aire (el equipo de carburación) y un sistema de control de una chispa eléctrica de alta tensión para iniciar el quemado de la mezcla (encendido). Todos estos elementos trabajan con exclusividad para el mejor rendimiento de la cámara de combustión.

El diseño de los motores hace que la gran mayoría de los mismos lleven incorporada la cámara de combustión en la culata, siendo el pistón una pared móvil que forma

la parte inferior de la cámara de combustión. Sin embargo, existen motores como los que llevan la *cámara Heron*, en los cuales se ha labrado la cámara de combustión sobre la misma cabeza del pistón. En estos motores la culata se muestra plana, aunque haciéndose cargo de las válvulas y de la bujía que producirá la chispa eléctrica.

La relación de compresión

El primer tema que tenemos que considerar en las culatas es, sin duda, el relativo a la relación de compresión. Un ejemplo de lo que ello significa lo podemos ver en la figura 1.

En el tiempo de admisión, el pistón trabaja, al descender, como una bomba que fuerza una enérgica corriente hacia el interior del cilindro. En este momento, la válvula de admisión está abierta.

Cuando el pistón llega al P.M.I. del tiempo de admisión se cierra la válvula de admisión. En este momento, la cantidad de mezcla explosiva que ha entrado en todo el cilindro debe reducirse en su tamaño tanto como el pistón vaya subiendo hasta que llega a su P.M.S. La diferencia entre el volumen del cilindro cuando el pistón está en P.M.I. con respecto al P.M.S. que alcanzará acto seguido, significa, tal como se aprecia en el dibujo, la relación de compresión.

La relación de compresión es, pues, las veces que el volumen final queda contenido en el volumen inicial. Si designamos al volumen del cilindro con la letra V y al volumen final resultante Vc, tendremos que la relación de compresión (Rc) será el resultado de la siguiente fórmula:

$$Rc = \frac{V + Vc}{Vc}$$

En líneas generales puede decirse que cuanto mayor es el índice de la relación de compresión, tanto mayor es el rendimiento del motor, es decir, mayor es el aprovechamiento energético del combustible y tanto mayor es el número de CV que pueden extraerse de una misma cantidad de combustible.

Sin embargo, cuanto mayor es la relación de compresión mayores son las tensiones que se forman en el interior de la culata, mayor es la temperatura reinante en el



Pistón provisto de cámara Heron.

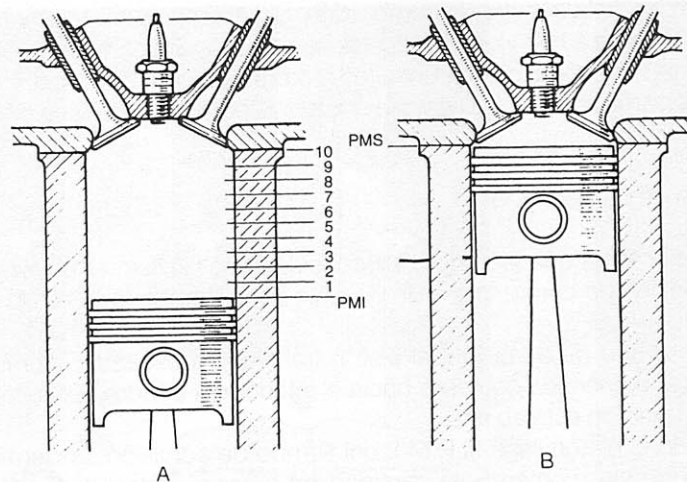


Figura 1. Comprobación de la relación de compresión de un motor. Todo el volumen de gas contenido en el cilindro del dibujo (A) ha sido reducido 10 veces su tamaño al ascender el pistón hasta su P.M.S. En el dibujo (B) vemos la cámara de combustión, donde el gas se halla altamente comprimido.

conjunto mecánico y mayores son los problemas con la mezcla explosiva, que tiene una tendencia muy acusada a producir el «picado», o sea la combustión espontánea sin poder ser controlada por la chispa, lo que ocasiona a medio plazo graves daños al motor y una pérdida muy importante de potencia en el momento en que se produce el picado.

Por todas estas razones, la relación de compresión debe ser controlada por parte del preparador, pues para un motor de competición conviene que sea alta pero siempre que se puedan controlar todos los fenómenos indeseables que proporciona.

Medición del volumen de una cámara

Como la cámara de combustión, una vez montadas las válvulas y la bujía, tiene siempre formas muy irregulares, no es posible (o por lo menos resultaría excesivamente complicado) efectuar la medición de la cámara por medios matemáticos. Por ello el sistema mejor y más rápido consiste en operar de la siguiente forma:

Se toma una probeta de precisión graduada, la cual se llena de aceite muy fluido, del tipo SAE 10, por ejemplo, hasta un nivel perfectamente determinado en la escala de graduación, hasta 100 cm³ (fig. 2).

A continuación se mantiene la culata boca arriba (fig. 3), con las válvulas cerradas y al bujía de encendido debidamente instalada.

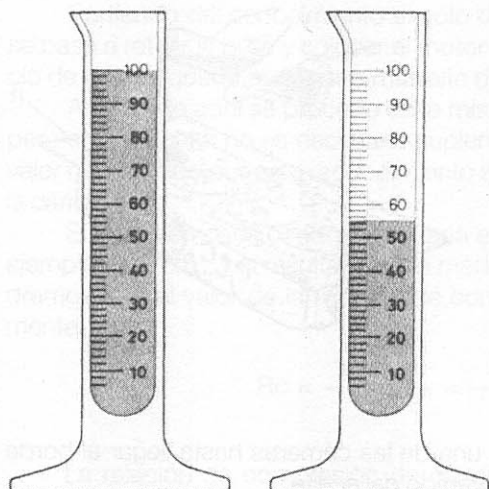


Figura 2. La diferencia del volumen de aceite de la probeta de la izquierda (antes de verterla a la cámara) y la de la derecha (una vez depositado el aceite) constituye el volumen de la cámara de combustión.

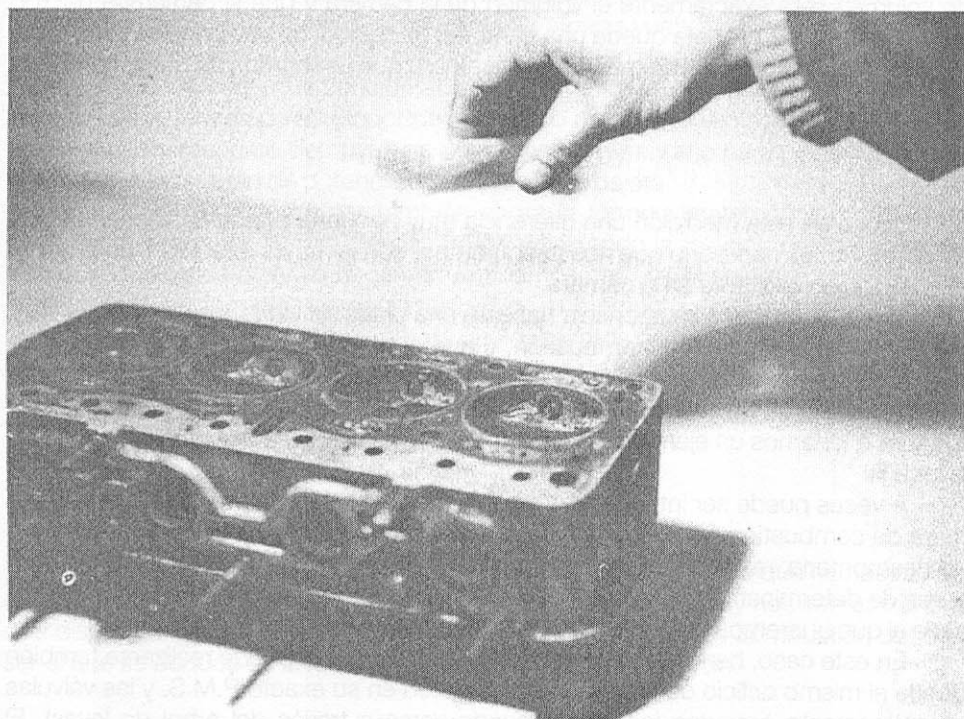
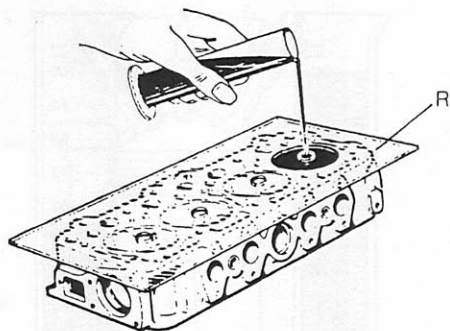


Figura 3. Momento en el que se está vertiendo el aceite en la cámara de combustión para medir el volumen exacto de la cámara.

Figura 4. Utilización de una placa de vidrio para sustituir el valor de la junta de culata y hacer la medición de la cámara más exacta. (R) placa de vidrio.



Seguidamente se vierte el aceite en una de las cámaras hasta llegar al borde mismo, en cuyo momento se suspende el vertido del aceite.

A continuación bastará comprobar el volumen del líquido que ha quedado sin verter en la probeta y compararlo con el volumen de líquido inicial que contenía. En la figura 2 tenemos un ejemplo de este procedimiento. No cabe duda que la diferencia de volumen será exactamente el volumen de la cámara y que si partíamos de 100 cm³, y ahora en la probeta queda una cantidad de líquido, tal como indica la figura 2, de solamente 54 cm³, el volumen de esta cámara que acabamos de medir tendrá un volumen igual a:

$$V_c = 100 - 54 = 46 \text{ cm}^3$$

Como en esta medición una diferencia muy pequeña puede ocasionar errores en el cálculo, es necesario que nos aseguremos, con la mayor exactitud, de la cantidad de líquido existente en la cámara.

En algunos casos se aconseja hacerse una placa de vidrio, con un orificio central sobre cada cámara de combustión, y que el grosor de esta placa equivalga al grosor de la junta de culata. De esta manera se compensa el pequeño volumen adicional que la junta de culata proporciona en la práctica entre la culata y el bloque. En la figura 4 tenemos un ejemplo en el que puede verse la placa de vidrio indicada con la letra R.

A veces puede ser interesante tomar la medición del volumen exacto de la cámara de combustión partiendo del motor que vamos a trabajar; sin embargo; antes de desmontarlo, resulta muy importante, cuando no fundamental, conocer este dato antes de determinar las modificaciones que podemos llevar a cabo con un motor de serie al que queremos potenciar de una forma considerable.

En este caso, hemos de contar con que la operación puede realizarse también desde el mismo orificio de la bujía y con el pistón en su exacto P.M.S. y las válvulas completamente cerradas (cosa que puede verse a través del árbol de levas). El aceite a utilizar en este caso deberá ser más denso que en el caso anterior, para impedir que pueda escurrirse a través de los aros durante la prueba.

Partiendo del conocimiento exacto del nivel de aceite en la probeta graduada, se pasa a retirar la bujía y colocar el motor en una inclinación mediante la cual el orificio de la bujía quede en la parte más alta de la cámara.

A partir de aquí se procede de la misma forma que hemos visto anteriormente, pero en este caso no es necesario suplementar el grosor de la junta, puesto que el valor conseguido por este procedimiento será exacto cualquiera que sea la forma de la cámara.

Si conocemos la cilindrada unitaria exacta del motor y ésta resulta ser de, por ejemplo, 448 cm³, y el resultado de la medición de la cámara ha sido de 54 cm³, tendremos que el valor de la relación de compresión de nuestro motor será exactamente:

$$Rc = \frac{V + Vc}{Vc} = \frac{448 + 54}{54} = 9,29$$

La relación de compresión de origen de este motor de serie será, pues, de 9,29:1.

Nuestras posibilidades de elevar esta relación de compresión serán bastante buenas aunque no hay que superar valores de 10,5:1 para los motores comerciales pues el tipo de gasolina existente en el mercado no resiste valores superiores sin la constante aparición del picado, especialmente a bajas vueltas.

Si pretendemos el mejoramiento con la adopción de árboles de levas muy cruzados, se puede aumentar considerablemente el valor de la relación de compresión y llegar hasta valores de alrededor de los 12:1 o más. Pero ello sólo para vehículos que han de mantenerse siempre a un número de r/m muy alto para poder funcionar, los cuales no disfrutan de potencia a los regímenes bajos.

Será conveniente aportar también ahora la fórmula matemática mediante la cual, conociendo el volumen del cilindro (V) y sabiendo la relación de compresión (Rc) que queremos alcance la cámara, podamos calcular el volumen que ésta deberá tener. Esta fórmula nos será muy útil en el momento de proyectar, desde un punto de visto teórico, la nueva cámara que deseamos para nuestro motor.

La fórmula que determina cuál es el volumen de una cámara (Vc) cuando se conoce el volumen de su cilindro (V), es la siguiente:

$$Vc = \frac{V}{Rc - 1}$$

Volviendo al ejemplo anterior, si este mismo motor hipotético que hemos considerado tiene, de origen, una relación de compresión de 9,29:1 y nos interesa ahora que disponga de una Rc de 12:1, el volumen de su cámara de combustión debería ser el que se deduce de la fórmula anteriormente dada, es decir:

$$Vc = \frac{448}{12 - 1} = 40,72 \text{ cm}^3$$

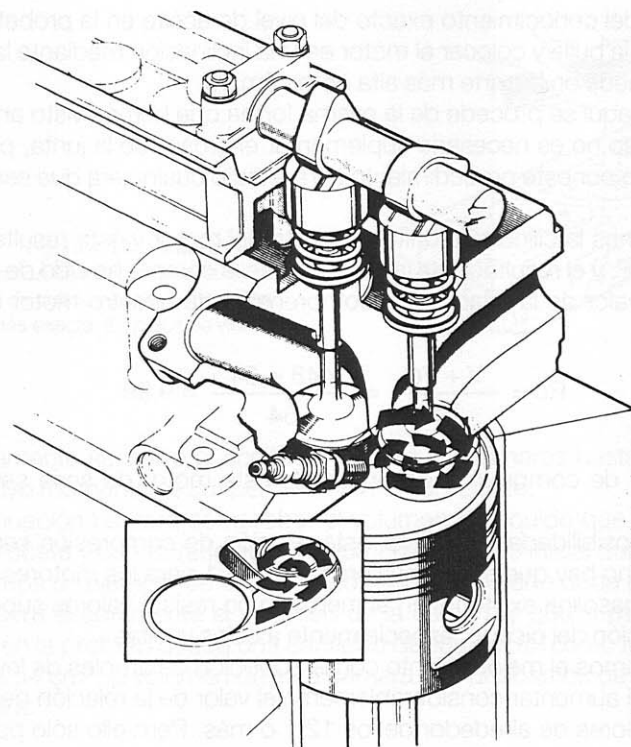


Figura 5. Cámara de combustión dotada de turbulencia gracias a la presencia de un deflector en el pistón. La turbulencia bien dirigida aumenta el rendimiento de la cámara por admitir sin picado mayores índices de compresión.

Así pues, siguiendo con el ejemplo del motor hipotético, tendríamos que la cámara de combustión debería tener un volumen (V_c) más reducido y resultante de la resta: $54 - 40,72 = 13,28 \text{ cm}^3$.

Este cálculo nos servirá para proyectar las medidas de las nuevas cámaras en el caso de haber escogido una relación de compresión tan elevada:

La cámara de combustión y su rendimiento

La forma interna de la cámara de combustión tiene una importancia muy destacada en lo que respecta a sus posibilidades de aumento de la relación de compresión. Toda cámara dotada de una forma interna en donde la mezcla pueda realizar rápidos giros de turbulencia, del tipo que nos muestra la figura 5, estará en las mejores condiciones para conseguir un más rápido quemado de la mezcla y, en su consecuencia, de admitir unas relaciones de compresión más elevadas.

La forma hemiesférica es la base de toda cámara de combustión bien diseñada. Estas cámaras, uno de cuyos ejemplos básicos lo tenemos en la figura 6, permiten alojar perfectamente válvulas de gran tamaño, o cuatro válvulas por cilindro, así como asegurar refrigeración que evite el picado o detonación.

Sin embargo, no todos los motores comerciales de serie tienen de origen cámaras hemiesféricas; por razones económicas, son muchos los motores que disponen de cámaras menos favorables para su transformación.

En la figura 7 se muestran tres formas de cámaras bastante corrientes, mientras en la figura 8 puede verse el dibujo técnico que estas cámaras presentan vistas de lado. Con tipos de culatas similares a éstas son con las que muchas veces tendrá que trabajar el preparador de motores y en ellas deberá encontrar soluciones para conseguir su más adecuado mejoramiento.

Métodos para modificar las cámaras

Siendo la cámara hemiesférica la más conveniente para el mayor rendimiento de un motor y para soportar en mejores condiciones altas relaciones de compresión,

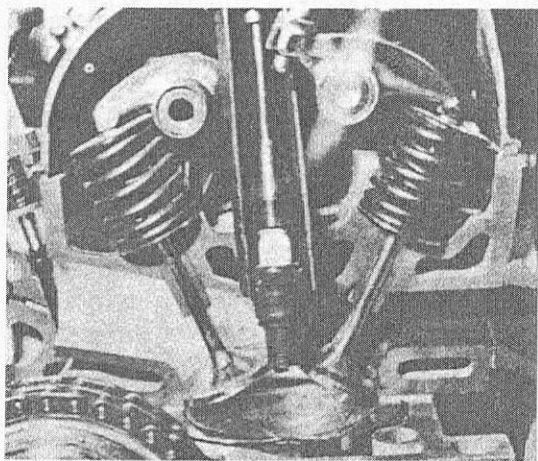


Figura 6. Disposición típica de una cámara hemiesférica, con las válvulas muy inclinadas para conseguir esta forma en la cámara.

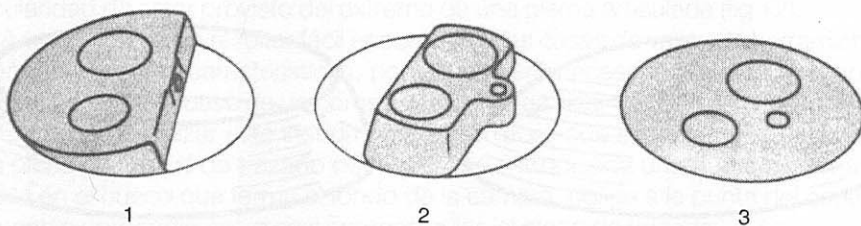


Figura 7. Diferentes tipos de cámaras que suelen encontrarse en los motores comerciales no muy apurados de origen. (1) cámara en forma de cuña. (2) en forma de bañera. (3) plana, de tipo Heron.

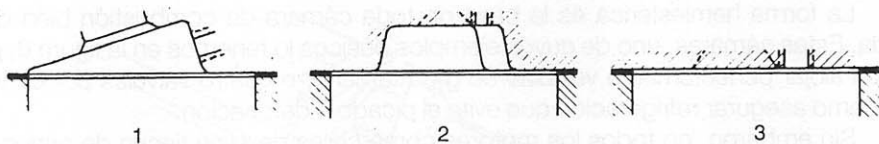


Figura 8. Secciones de las cámaras que hemos visto en la figura anterior. (1) cámara en forma de cuña. (2) en forma de bañera. (3) plana, de tipo Heron.

no cabe duda que nuestro objetivo deberá ser conseguir que la forma resultante de las cámaras, en el motor que tratamos de mejorar, se aproxime lo más posible a la forma de una cámara hemiesférica.

Decimos «se aproxime» porque rara vez, si partimos de culatas de serie, vamos a conseguir una modificación tan profunda que nos permita convertirla en totalmente hemiesférica. De hecho, las paredes detrás de las cuales se encuentra el líquido de la refrigeración se encargarán, en la mayoría de los casos, de limitar nuestras posibilidades de recorte de material.

Por lo tanto, en estos casos, deberemos limitarnos a dar a la cámara la forma de un casquete esférico (fig. 9) o la de una zona esférica (fig. 10).

Por lo general, si se parte de cámaras similares a las representadas en esas figuras, y debido a la posición de las válvulas, la modificación deberemos hacerla dando a las cámaras formas aproximadas a las zonas esféricas.

Para llevar a cabo este trabajo lo primero es no solamente desmontar la culata del motor, sino llevar a cabo el desmontaje de la misma culata, sacando el árbol (o árboles) de levas y los espárragos y pernos destinados a la fijación de los colectores de admisión y escape, así como todos los mecanismos de accionamiento de las válvulas.

Una vez tengamos a la vista la cámara de combustión del motor se delineará su forma, con todo detalle, en un dibujo técnico. Este dibujo deberá ser un croquis en el que consten todas las medidas de cómo es la cámara original, con inscripción de los ángulos resultantes.

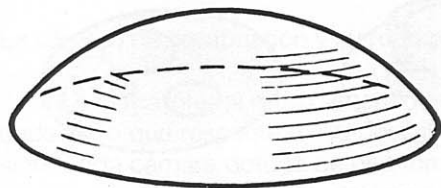


Figura 9. Forma de casquete esférico, de parecida disposición a una cámara hemiesférica.

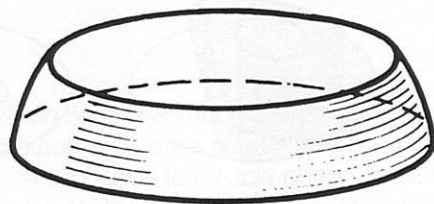


Figura 10. Forma de zona esférica.

A la vista de este croquis deberemos decidir cuál será la mayor aproximación de la cámara a una forma hemiesférica y la manera cómo se va a lograr semejante reconversión. En un taller de mejoramiento de motores es conveniente disponer de la máxima cantidad de herramientas especiales posible, pero, en realidad, basta con un torno, de unos 700 mm entre puntas, con todos sus utillajes de acoplamiento; una prensa capaz de proporcionar una fuerza de 10 toneladas y una taladradora de columna bien ajustada, que pueda facilitarnos un trabajo de cierta precisión.

Forma práctica de trabajar las cámaras de combustión

Después de resueltos los problemas que acabamos de exponer se trabajará en el material de la culata.

Colocaremos a ésta, despojada de todos sus elementos, en el banco de trabajo y comenzaremos las operaciones de su mecanizado. Para ello hay que cumplir las siguientes fases de modificación:

Primera. Es frecuente que las cámaras de combustión de muchos motores comerciales de serie, además de no cubrir totalmente la sección circular de los cilindros, estén desplazadas del centro de éstos. Por consiguiente, la primera operación consistirá en determinar un centro o eje de giro para la herramienta que deberemos utilizar para el labrado de la nueva cámara. Para ello aprovecharemos la circunstancia de que todos y cada uno de los cilindros de un motor poseen distribuidos a su alrededor, y en forma simétrica, una serie de orificios en los que se alojan los pernos de fijación de la culata al bloque. Utilizando de referencia el centro de estos orificios se podrán trazar las rectas que, en su intersección, determinarán el centro de trabajo en la cámara, tal como se aprecia en la figura 11. Una vez determinado el centro, se marcará con un golpe de granete.

Para el trazado de todas las líneas que nos han de servir de guía durante las diferentes fases de mecanización, emplearemos una fina punta de trazar, preferentemente de latón, perfectamente afilada.

Segunda. El siguiente paso consiste en el trazado, de forma indeleble, del contorno de la nueva cámara de combustión, el cual debe poseer un radio inferior en 0,5 mm al del cilindro.

Para la ejecución de esta fase se utiliza un compás de puntas, de características algo diferentes a las que se pueden hallar en el mercado, puesto que posee la particularidad de estar provisto del extremo de una pierna articulada (fig 12).

A veces puede no resultar fácil encontrar en las casas de venta de herramientas un compás de estas características, por lo que será necesario fabricárnoslo nosotros mismos sobre la base de un compás con piernas fijas.

La razón de utilizar este instrumento especial es que el centro de giro se halla en un plano distinto al de trazado de modo que, introducida una punta o pierna del compás en el hueco que forma el fondo de la cámara, obliga a la punta del centro a mantenerse perpendicular, o casi perpendicular, al plano de trazado.

Otro sistema a emplear para el trazado del contorno de las cámaras, aunque no tan exacto como el anterior, consiste en emplear una junta de culata nueva del

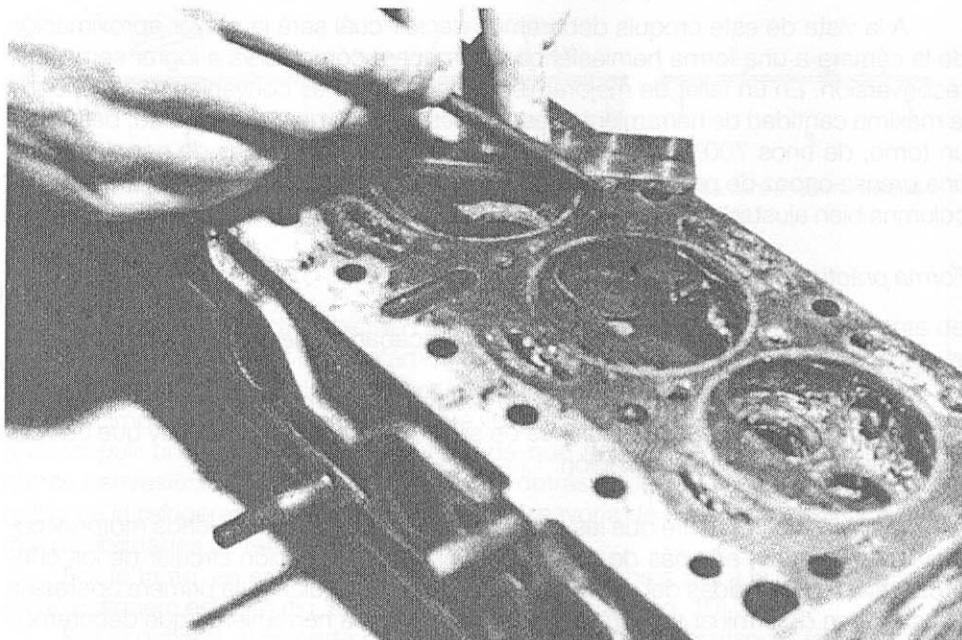


Figura 11. Trazado del centro de una cámara de combustión orientándose por medio de los orificios de los pernos.

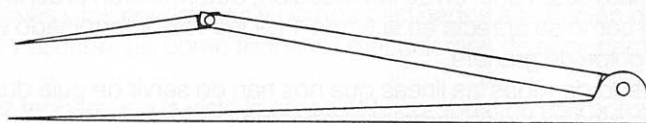


Figura 12. Compás especial apto para trazar el contorno de la cámara de combustión.

equipo original, la cual se colocará sobre el plano de la culata, lo más centrada posible, y con la ayuda de la punta de señalar se marca el contorno sobre el material de la culata.

De los dos sistemas, el autor, como profesional en el campo de la competición, adopta el primero por resultar bastante más exacto; hay que tener en cuenta que, en el terreno de los motores de competición, es la exactitud y la perfección en los más mínimos detalles lo que puede hacer que una máquina finalice una carrera sin romper.

Tercera. Ahora se ha de comenzar a recortar material. Para efectuar al labrado de las paredes de las cámaras de combustión los preparadores de motores utilizan un conjunto herramental semejante al representado en la figura 13.

En a tenemos un bloque de acero, de forma rectangular, con dos escotaduras

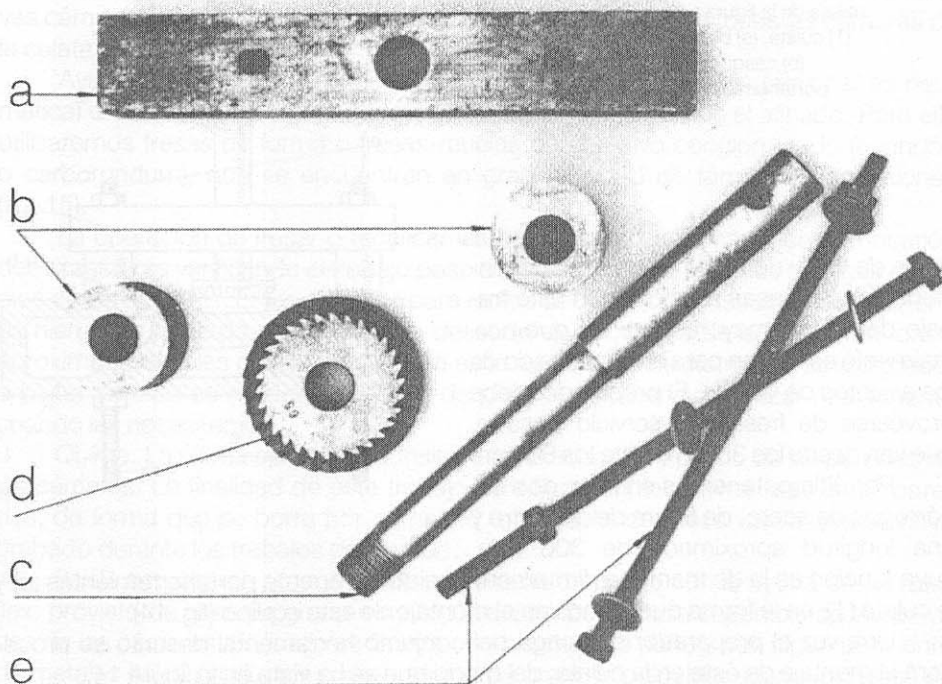


Figura 13. Conjunto del utillaje recomendado para labrar las cámaras de combustión de un motor que se modifica. (a) bloque rectangular de acero. (b) casquillos de separación. (c) árbol portaherramienta. (d) fresa recortadora. (e) espárragos de fijación.

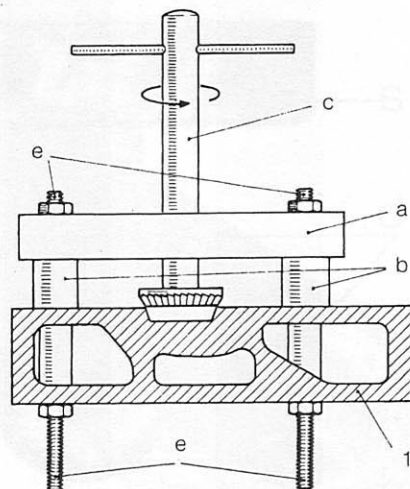
practicadas cerca de los extremos para adaptar este utillaje a la medida de los orificios de los pernos de fijación de la culata. En el centro se encuentra un orificio cilíndrico que sirve para montar allí el eje de giro (c) al árbol de la herramienta recortadora. Esta pieza podemos llamarla bloque portaherramientas ya que es la base de sustentación del sistema.

En *b* nos encontramos con dos suplementos cilíndricos que tienen la misión de mantener el bloque portaherramientas elevado con respecto al plano de la culata, a modo de puente (fig. 14).

En *c* podemos ver la barra cilíndrica de acero que ha de servir como eje y soporte de la herramienta cortante. Posee una rosca labrada en uno de sus extremos, sobre el que se acopla la herramienta recortadora, y un orificio en el extremo opuesto, por el que se introduce un bandeador para forzar el giro de la citada herramienta recortadora.

En *d* vemos la herramienta recortadora, la cual consiste en una fresa cónica, de gran diámetro, de un tipo similar a la que se utiliza para el labrado de los asientos de las válvulas. Debe disponerse preferentemente de fresas dobles con valores de án-

Figura 14. Esquema que muestra el montaje del
utillaje de la figura anterior sobre una culata.
(1) culata. (a) bloque rectangular de acero.
(b) casquillos de separación. (c) árbol
portaherramienta. (d) fresa recortadora.
(e) espárragos de fijación.



gulos de 45° y de 60° . También las dimensiones de las fresas a emplear en este trabajo deben ser mayores que las que normalmente se utilizan para el mecanizado de los asientos de válvula. El preparador debe proveerse de fresas de servicio pesado, que van desde los 35 mm hasta los 80 mm.

Por último, tenemos en e los dos espárragos de acero, de 8 mm de diámetro y una longitud aproximada de 300 mm, cuya función es la de mantener firmemente unidos el puente portaherramientas (a) y la culata (1), en la forma que vemos en el montaje de este equipo (fig. 14).

Una vez el preparador disponga del conjunto herramental descrito se procederá al montaje de éste en la culata, del modo que se ha visto en la figura 14.

La fijación definitiva de los espárragos de fijación del puente del portaherramienta no debe realizarse hasta que por el orificio central del mismo introduzcamos una barra cilíndrica, de idéntica sección a la del árbol portaherramienta, pero con un extremo mecanizado en forma de punta cónica, la cual debe hacerse coincidir con el punto de centrado que se marcó en el fondo de la cámara original.

Cuando se haya efectuado el centrado se fijará definitivamente el utillaje y se retirará del conjunto el centrador, pasando a colocar en su lugar el árbol portaherramienta. Para iniciar el trabajo, se instalará en el árbol la fresa cuyo diámetro menor corresponda a la dimensión prevista más reducida de la cámara de combustión que se trata de labrar.

Seguidamente se le imprimirá movimiento giratorio manual a la herramienta de corte a través del árbol, ejerciendo al mismo tiempo una ligera presión hacia abajo.

A cada pasada se reemplazará la fresa por otra de diámetro inmediatamente superior hasta alcanzar el máximo diámetro previsto para la forma que se busca.

Todas estas operaciones de recortado se efectúan intercambiando la posición del ángulo de corte de las fresas, o sea iniciando los cortes con la cara de 45° y finalizándola con otra pasada por el lado de 60° . Se hace así para que el corte sea lo más suave posible y con el mínimo arranque de viruta, a fin de que la superficie quede lisa, sin ondulaciones.

La forma final que presentará la cámara será troncocónica, debido a la misma forma de las fresas empleadas. El trabajo de labrado de las nuevas cámaras no podrá darse por terminado y será necesario pasar a una nueva fase de trabajo.

Cuarta. La nueva fase puede calificarse como de fase para dar radio a las nuevas cámaras. La efectuaremos después de haber mecanizado todas las cámaras de la culata.

Ayudados de una taladradora portátil, lo más ligera posible (mejor si es neumática) o con la ayuda de una máquina «rotaflex», realizaremos el afinado. Para ello utilizaremos fresas de forma o fresas-muelas de abrasivo conglomerado (corindón o carborundum), que se encuentran en gran variedad de formas y dimensiones (fig. 15).

La operación de fresar o rectificar las paredes de las cámaras de combustión debe realizarse verificando el trabajo paso a paso, mediante plantillas o galgas de radios de las medidas. Estas plantillas para radios deberemos construirlas con plancha de hierro, de acuerdo con el trazado deseado de la cámara de la culata. La forma aproximada de tales galgas se muestra en la figura 16. Resulta muy práctico grabar o pintar en ellas su medida, al objeto de poderlas conservar y utilizar nuevamente cuando las necesitemos.

Quinta. La última operación consistirá en el acabado y pulido de las paredes de las cámaras. La finalidad de este trabajo es dejar completamente lisas estas paredes, de forma que se borre por completo toda huella de mecanizado que se haya grabado durante los trabajos de labrado.

Suele empezarse por medio de un esmerilado previo con la ayuda de un rotaflex, provisto de telas de grano muy fino, pasado por toda la superficie de las paredes de las cámaras. El pulido se finaliza con brochas de paño y con algún pulimento de metales (tales productos son abrasivos de grano impalpable, suspendidos en un medio líquido a modo de aglutinante).

Una vez terminado el pulido deberemos comprobar en todas las cámaras que se ha acertado en la forma dada a todas ellas, de modo que todas sean exactamente iguales.

La mejor manera de realizar este trabajo consiste en utilizar una galga de agujas, del tipo de la mostrada en la fig. 17. Cuando se hace descender parte de las agujas de la galga sobre una forma irregular determinada, éstas se acoplan a la forma y la reproducen.

Si tomamos la medición en una zona central de una de las cámaras de combustión, y fijamos las agujas en la posición resultante, en todas las cámaras deberemos tener el mismo acoplamiento de las agujas. Esta operación se muestra en la figura 18.

Si en alguna cámara el resultado no es satisfactorio se deberá corregir el defecto hasta igualar la forma de todas las cámaras.

Cuando el trabajo ha sido realizado correctamente, y para ello se han tomado constantemente las mediciones posibles o se ha utilizado el uso de plantillas, las cámaras deberán ser prácticamente iguales.

Ahora solamente restará el trabajo de hacer un concienzudo lavado de la culata, incluidos todos sus orificios, con una solución de agua jabonosa y ayudados de cepillos, al objeto de eliminar toda partícula metálica o de material abrasivo. Una vez limpia la culata, la modificación de las cámaras podrá darse por acabada y pasaremos a otros trabajos de preparación de la culata.

TIPO	Medidas en mm.			Nº de la muela	TIPO	Medidas en mm.			Nº de la muela	TIPO	Medidas en mm.			Nº de la muela
	D	B	d			D	B	d			D	B	d	
M-1	15	4		11	M-4	20	25		41	M-10	20	16		101
	20	4		12		25	25		42		25	20		102
	25	5		13		30	30		43					
	30	6		14										
	35	8		15	M-5	10	10		51	M-11	10	10		111
M-2	40	10		16		12	12		52		12	12		112
						15	15		53		15	15		113
					M-6	15	10	5	61		20	20		114
						20	15	7,5	62					
						25	20	10	63	M-12	12	15	8,5	121
M-3	4	8		21							25	32	15	122
	5	9		22	M-7	12	15	3	71					
	6	10		23		15	20	4	72					
	8	12		24		20	25	5	73	M-13	20	25	9	131
	10	15		25		20	25	7,5	74		30	30	12	132
M-3	10	10		26		20	63	5,5	20					
	15	15		27										
	20	20		28										
	25	25		29										
	30	30		30	M-8	12	4		81					
M-3	35	35		31		20	8		82	M-14	30	6		141
	40	40		32		30	15		83		50	6		142
	45	45		33										
	50	50		34	M-9	10	20		91					
				35		12	24		92	M-15	9	19		151
M-3				36		13	13		93					
				37		15	20		94					
				38		20	20		95	M-16	10,5	16	6,5	161
						25	25		96					

Figura 15. Algunas formas y dimensiones de fresas-muela de material abrasivo de las que puede disponerse en el mercado, con indicación de su tipo y medidas.

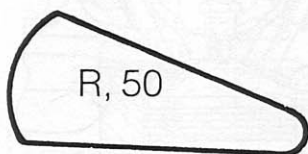


Figura 16. Galga para verificar un determinado radio, realizada con el fin de asegurarse de labrar todas las cámaras de combustión con iguales formas y dimensiones.

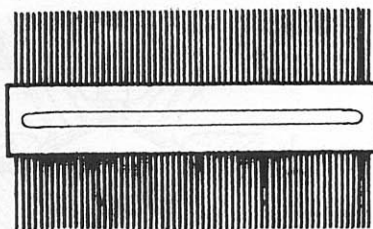


Figura 17. Galga de agujas.

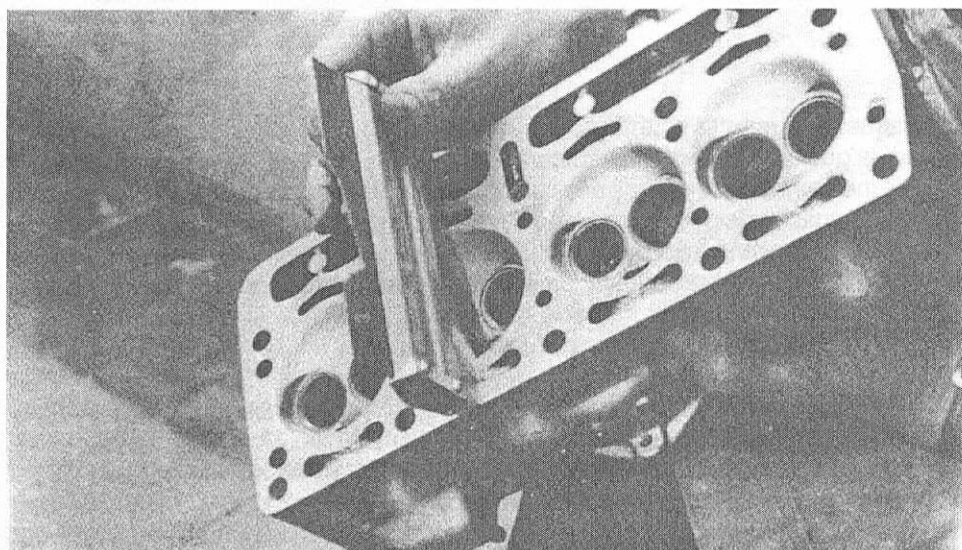


Figura 18. Comprobación de la forma de una cámara utilizando para ello una galga de agujas.

Modificación de la relación de compresión

La modificación de la relación de compresión es siempre necesaria cuando se trata de mejorar un motor. Puede ocurrir que partamos de una culata en la que inicialmente no modificamos las cámaras, pero es muy probable que tengamos que modificar la relación de compresión para ganar algunos CV de potencia. Si, por el contrario, se han modificado las cámaras, entonces es seguro que, al rebajar material de las mismas, habremos aumentado su volumen, por lo que será necesario acu-

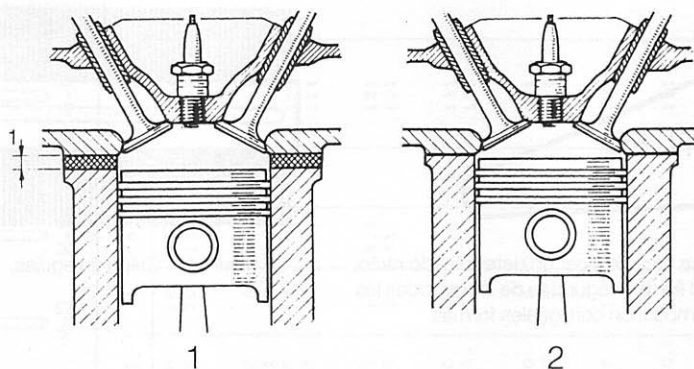


Figura 19. Uno de los modos de reducir la relación de compresión consiste en rebajar el material del plano de la culata. (1) zona recortada que disminuirá el volumen de la cámara.

dir después a controlar este volumen para conseguir una relación de compresión adecuada que se avenga a nuestros propósitos.

Ya indicamos, al referirnos a los pistones, que la relación de compresión puede aumentarse haciendo penetrar la cabeza del pistón en la misma cámara. Este es uno de los procedimientos factibles, pero vamos a ver, seguidamente, las posibilidades de actuación que en este aspecto tiene un preparador de motores de competición.

Primer sistema: Rebaje del plano de la culata

Uno de los sistemas a los que se acude más frecuentemente consiste en rebajar el plano de la culata de modo que, al quitarle material a la base de las cámaras, éstas reducen su volumen. Este procedimiento es el que nos explica la figura 19. En el caso del dibujo 1 podemos ver la forma original del motor y su cámara; por su parte, en el dibujo 2 tenemos el resultado de rebajar el plano de la culata (1). Por medio de este procedimiento se acerca más el cilindro a la cámara de compresión y ésta, lógicamente, disminuye de volumen.

El sistema práctico de proceder para realizar este trabajo se consigue primero por medio del cálculo, de la forma que ya estudiamos en el apartado «Medición del volumen de una cámara».

Después de haber determinado por medio del cálculo el volumen que deberá tener la nueva cámara de combustión, se toma una probeta graduada, dentro de la cual se introduce una cantidad de aceite exactamente igual al volumen determinado por el cálculo. Con la culata montada y completamente horizontal, se vierte este aceite en una de las cámaras, en las condiciones que se aprecian en la figura 20.

El nivel superior del aceite determinará cuánta es la cantidad de material del plano de la culata que deberá eliminarse para conseguir el volumen deseado en las cámaras. En la figura 20 este espacio es el señalado con la letra A.

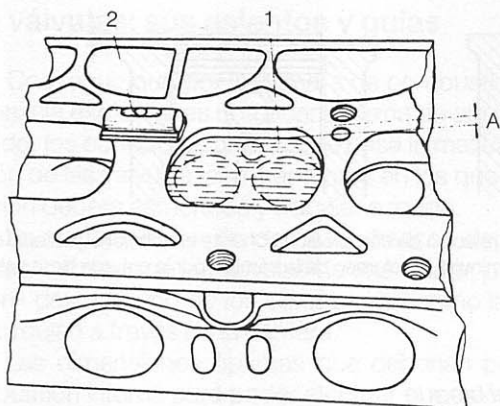


Figura 20. Modo de conocer la medida para rebajar la culata usando el procedimiento del vertido de aceite. (A) diferencia que debe quedar entre la vieja cámara y la nueva. (1) nivel del aceite. (2) nivel de burbuja de agua para controlar la horizontalidad.

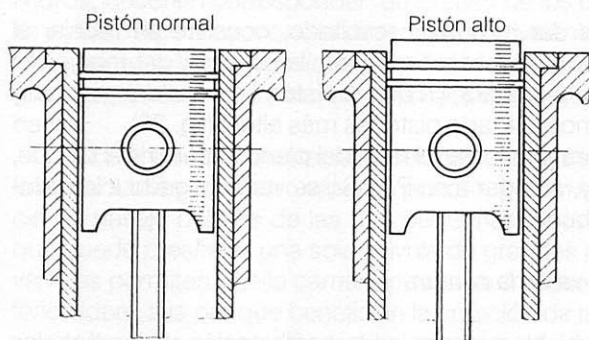


Figura 21. La colocación de pistones más altos aumenta la relación de compresión.

La solución de rebajar el plano de la culata no es la más aconsejable, sobre todo cuando se trata de cámaras que disponen de una geometría irregular, puesto que se corre el riesgo de acentuar mucho la formación de puntos calientes que provoquen el autoencendido. Por lo tanto, esta solución deberá adoptarla el preparador solamente en los casos de cámaras hemiesféricas o similares.

En los casos en los que sea forzoso rebajar el plano de las culatas cuando éstas están dotadas de cámara irregulares, no se deberá olvidar la necesidad de redondear los bordes de las cámaras para evitar las aristas.

Segundo sistema: Pistones de mayor altura

Otra de las posibilidades a tener en cuenta es el empleo de pistones de mayor altura de compresión, es decir, con la distancia entre el eje del bulón y la parte más alta de la cabeza, de unas dimensiones mayores a la de los pistones normales. (fig. 21).

De esta forma, la cabeza del pistón se introduce en la cámara de combustión y reduce el volumen de ésta sin afectar demasiado negativamente a los movimientos de turbulencia previstos por el diseñador.

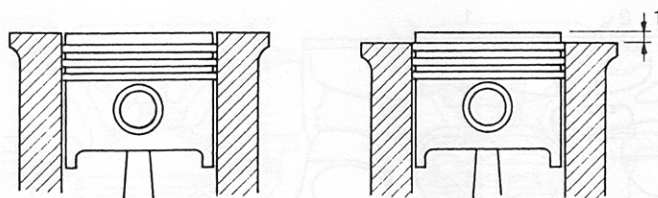


Figura 22. Otro de los sistemas de reducir la relación de compresión consiste en rebajar el material del plano del bloque. (1) zona recortada que disminuirá el volumen de la cámara por la entrada de la cabeza del pistón.

Tercer sistema: Rebaje del plano del bloque

Otra posibilidad, que puede dar muy bien resultado, consiste en rebajar el plano superior del bloque, lo que ofrece resultados similares a los del rebaje del plano de la culata, pero sin afectar la cámara, ya que el pistón sobresaldrá y actuará de la misma forma que si hubiéramos utilizado pistones más altos. (fig. 22).

Como puede verse en la figura, al rebajar el nivel del plano superior del bloque, el pistón naturalmente sobresale y, al llegar a su P.M.S., se verá obligado a introducirse en la misma cámara de combustión.

Cuarto sistema: Reducción selectiva de la cámara

El procedimiento más aconsejable se basa en la combinación racional de los tres sistemas anteriores, es decir, en proyectar pérdidas del volumen de las cámaras uniendo entre sí los tres sistemas citados anteriormente.

Al reducir el volumen de la cámara de combustión aumentamos la potencia y el rendimiento del motor, pero también aumentamos las presiones internas de los cilindros y, muchas veces, el régimen de giro y la velocidad del pistón sobre las paredes del cilindro. En consecuencia, aumentamos el esfuerzo de reacción de las piezas fijas, tales como el mismo cilindro y la misma culata.

Si para obtener ese aumento de potencia precisamos rebajar el volumen de la cámara en una medida de 2 mm, por ejemplo, y lo hacemos solamente rebajando de la culata el material total, sacrificamos mucho mas la resistencia de la culata que si operamos combinando la ganancia de estos 2 mm entre el rebaje de la culata, el plano del bloque de cilindros y la introducción de la cabeza de los pistones; todo ello en partes proporcionalmente adecuadas a la estructura y espesor de las paredes de cada elemento.

Es necesario, por tanto, que el preparador estudie con toda atención el tipo de rebaje que vaya a realizar y se decante siempre por la solución que menos comprometa la resistencia de las piezas que intervienen en la operación.

Vistos ya los trabajos relativos a la cámara de combustión, en cuanto a la forma de la misma, pasemos a considerar los que se pueden llevar a cabo en los asientos y las guías de válvula, todos ellos elementos que forman parte de la culata.

Las válvulas: sus asientos y guías

Conseguir que por la cámara de combustión circule la mayor cantidad posible de mezcla explosiva es una buena forma de aumentar la potencia del motor. En este sentido, los conductos por los que pasa la mezcla, y que se hallan controlados por la acción de las válvulas, son elementos en los que un preparador de motores de competición deberá esmerarse y trabajar a fondo.

La mayor circulación de gases frescos depende del diámetro que posean las copas o cabezas de las válvulas de una culata, pues de ello depende la mejor «respiración» de cada uno de los cilindros, así como la cantidad y velocidad de los gases que circulan a través de la cámara.

Las dimensiones óptimas que deberían poseer las válvulas de un motor de combustión interna para poder efectuar el más completo llenado y vaciado de los cilindros, deberían corresponder, en el caso de los cilindros con dos válvulas, a un valor incluso algo mayor que la dimensión equivalente al radio del cilindro. En los motores que no utilizan cámaras hemisféricas conseguir instalar estas válvulas tan grandes es muy difícil porque no se dispone del suficiente espacio que permita ubicarlas.

Con el fin de aumentar la superficie resultante de paso de los gases, se acude a la implantación de cuatro válvulas por cilindro, en cuyo equipo, la suma de la superficie de pasaje del gas de las dos pequeñas válvulas resulta superior a la superficie que pueda presentar una sola válvula de grandes proporciones. Además, las cuatro válvulas permiten que la cámara pueda ser mucho más parecida a la forma hemisférica ideal, a la par que benefician la creación de la turbulencia durante el tiempo de explosión de la mezcla. Todo ello hace que las cámaras dotadas de cuatro válvulas sean las preferidas para los modernos motores no sólo de competición sino de turismo con aspiraciones deportivas. En la figura 23 tenemos un ejemplo que nos muestra la configuración de una cámara provista de cuatro válvulas por cilindro. Las flechas indican los movimientos de turbulencia logrados por los gases, tanto de admisión como de escape.

El sistema de válvulas laterales en culata, que da forma a la cámara en cuña, es el menos favorable para llevar a cabo un aumento de la superficie de pasaje de la corriente de mezcla y ello podemos verlo en la figura 24. Las posibilidades de estas disposiciones las podemos ver por la comparación de los diámetros de las válvulas entre dos culatas con los dos tipos de cámaras, en donde nos interesa apreciar que el diámetro de las válvulas de *a* siempre podrán ser más grandes y tendrán más posibilidades de aumentar su tamaño que en el caso *b*.

Del mismo modo, también podemos observar que el montaje de cuatro válvulas por cilindro, como el que se indica en la figura 25, da pie a una mayor superficie general de pasaje y una mayor fidelidad para conseguir la rápida circulación de los gases.

Tanto si se ha de trabajar con motores que presentan de origen dos grandes válvulas por cilindro, como en el caso de culatas diseñadas de origen con cuatro pequeñas válvulas, la forma práctica de operar será la misma que vamos a indicar, de modo que puede aplicarse el régimen de trabajo por igual a ambos tipos de moto-

Figura 23. Cámara de combustión dotada de cuatro válvulas para conseguir la forma más adecuada que asegure el mejor rendimiento de la combustión. Las flechas indican el paso de la mezcla fresca y la turbulencia que le proporciona el empuje del pistón.

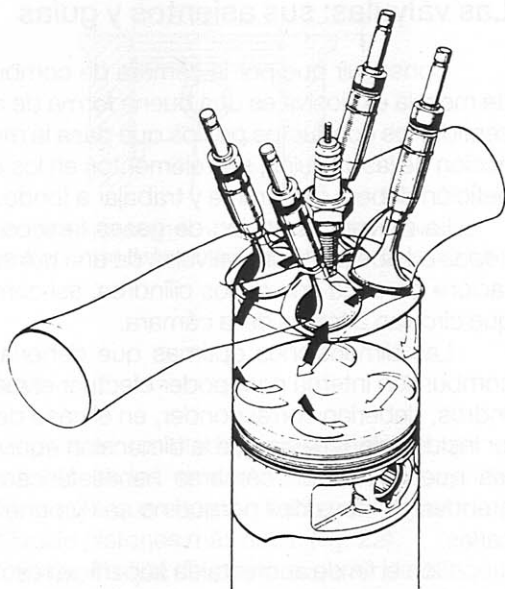
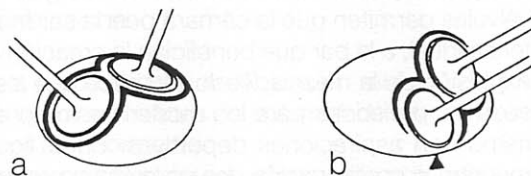


Figura 24. Esquema comparativo entre los tamaños de las válvulas de acuerdo con el tipo de cámara de combustión.
(a) cámara hemisférica.
(b) cámara en forma de cuña.



res, aunque siempre será más beneficioso para el resultado final partir de motores de serie que dispongan de culata de cuatro válvulas por cilindro, por las ventajas que se acaban de explicar.

Trabajos prácticos en los pasajes de las válvulas

Comencemos por dar algunas instrucciones relativas a la forma como hay que proceder para despojar a la culata de los asientos y guías de válvula.

Recorte de los asientos de válvula

En los trabajos de mejoramiento de un motor suponemos ahora que el preparador ha determinado instalar válvulas más grandes que las originales. En este caso,

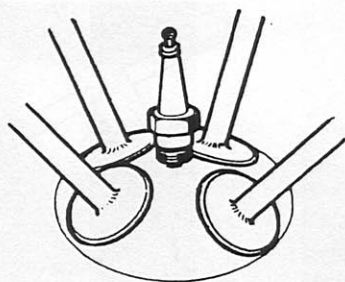


Figura 25. Esquema de la disposición de una cámara hemisférica dotada de cuatro válvulas por cilindro.

el primer trabajo que se ha de llevar a cabo en la culata es el recorte de los asientos de válvula, con el fin de agrandarlos y colocar asientos nuevos.

Para efectuar esta operación se precisa disponer de una herramienta semejante a la mostrada en la figura 26. Se trata de un bandeador en cuyo extremo se deberá instalar la herramienta de corte y que trabaje de la siguiente forma:

En primer lugar se dispone de un eje (a) provisto de mango para poder ser volteado a mano. El cual dispone de una cuchilla (b) que desarrolla un radio de corte que puede ajustarse por medio de un tornillo de seguridad (c), el cual sujeta fuertemente la cuchilla.

En segundo lugar, esta herramienta consta, en su extremo, de una varilla o guía (d) intercambiable, cuyo diámetro deberá ser el mismo que el de la cola de la válvula original del motor con el que estemos trabajando.

En muchas ocasiones será preciso mandrinar la guía de la válvula a una medida ligeramente superior a la que poseía en principio, con el objeto de que el útil recortador trabaje siempre bien centrado con respecto al asiento de la válvula que se trata de eliminar. Esta precaución es especialmente importante cuando se trabaja en culatas que han prestado servicio, dado que en ellas las guías de las válvulas suelen presentar ya deformaciones. Este ajuste del interior del diámetro de las guías se puede llevar a cabo con la ayuda de un escariador, como muestra la figura 27 y como es norma general en la práctica de taller.

Una vez realizada esta operación se puede introducir el extremo del utillaje de la figura 26 sobre el asiento a recortar, de la forma que ahora nos presenta la figura 28, es decir, con la culata invertida o boca arriba, y el utillaje montado como se muestra en la citada figura. Ahora se le imprime a la herramienta un movimiento de rotación a derechas a la vez que se ejerce una presión moderada de avance, con lo cual el asiento de válvula antiguo se irá destruyendo. De una forma práctica tenemos un momento de la realización de este trabajo representado en la figura 29.

Conviene que el corte se efectúe con escaso arranque de material a cada pasada para evitar que la cuchilla se atasque y se formen resaltes en la superficie a labrar.

La profundidad de corte debe llevarse como máximo unos 4,5 o 5,0 mm, aproximadamente, lo cual equivale al espesor que tienen, por lo general, los asientos de válvula de tipo comercial.

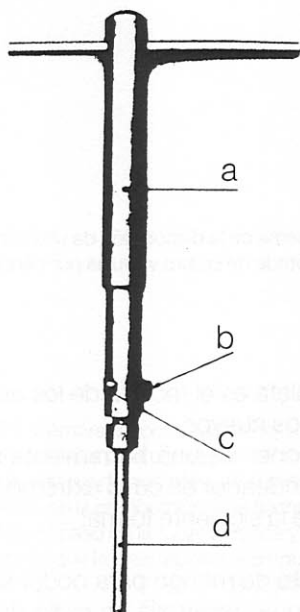


Figura 26. Útil apto para recortar los asientos de las válvulas. (a) eje del útil. (b) cuchilla de cortes. (c) tornillo de fijación de la cuchilla. (d) varilla de centrado una vez aplicada en la guía de la válvula.

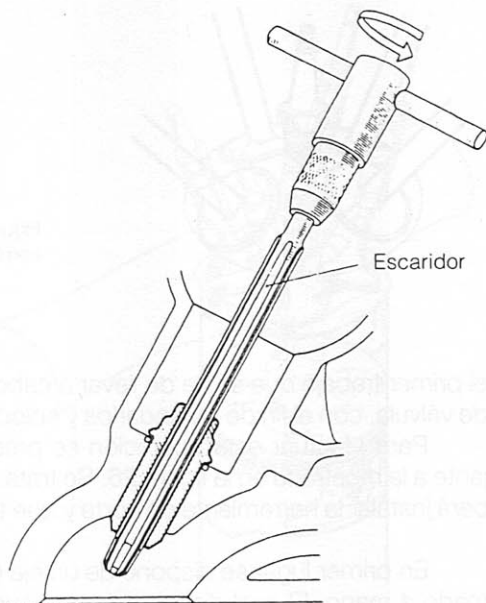


Figura 27. Repaso del interior de una guía de válvula con la ayuda de un escaridador.

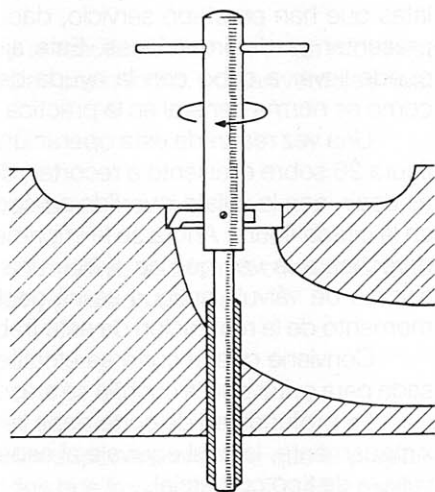


Figura 28. Esquema de la colocación del útil de la figura 26 en la estructura de una culata para efectuar el recorte de un asiento.

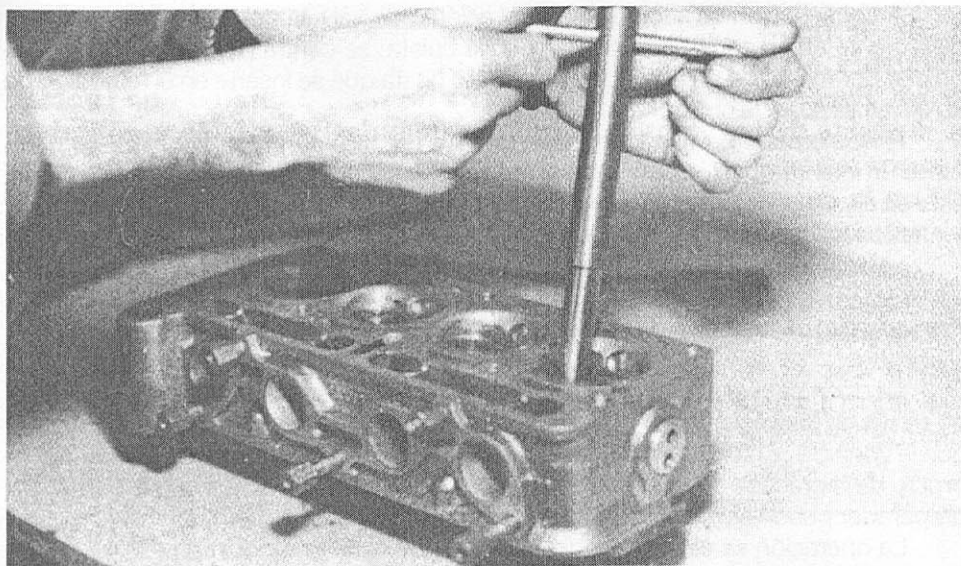


Figura 29. Forma práctica de efectuar el recorte de un asiento sobre una culata que se está trabajando para un mejoramiento de un motor.

Una vez eliminado el asiento de válvula original se deberá tener en cuenta el mayor grosor del nuevo asiento de válvula que se ha de instalar para, modificando la posición de la cuchilla (tornillo c, de la figura 26) aumenta el radio de giro de la misma y proceder al labrado del material de la culata con el fin de hacer posible el alojamiento de asiento de válvula postizo que va a sustituirle.

Como es práctica normal del taller, hay que tener en cuenta que los asientos postizos deben ser ajustados con una cierta interferencia, esto es, estar hechos a una medida mayor a la del alojamiento en el que deben instalarse. Por lo general, suelen tener el orden de 5 a 7,5 centésimas de milímetro más que el diámetro del alojamiento donde se insertan.

El nuevo montaje se efectúa después de una severa limpieza de su asiento, con el fin de eliminar todo resto de la más mínima viruta de material. Luego se coloca el asiento en contacto con hielo seco (anhídrido carbónico sólido) para que disminuya su medida por efectos de la contracción con el frío. Debe estar sometido a esta baja temperatura por lo menos durante unos 30 minutos.

Por otra parte, y para asegurarse de una mejor cabida del asiento en el material de la culata, inmediatamente antes de sacar el asiento del depósito de frío, se le pasa a la zona de la culata la llama de un soplete oxiacetilénico para conseguir una temperatura del metal de alrededor de los 130°C , lo cual ya es suficiente. (Esta misma operación también puede conseguirse con la ayuda de una lámpara de gasolina o butano, semejante a la que utilizan los fontaneros.)

A continuación se saca el anillo del asiento de válvula del frío, se coloca inmediatamente en su zona de instalación en la culata, se centra perfectamente y se le golpea por medio de un botador y un martillo hasta que se inserte en el refundido de su alojamiento en la culata.

Posteriormente, cuando la pieza postiza del asiento pierde su frío y se establece un intercambio térmico entre el material de la culata y el del asiento de válvula, éste se ajusta con gran presión sobre el material de la culata, con lo que queda fuertemente instalado.

Fresado de los asientos de válvula

La operación siguiente consiste en el fresado de los asientos de válvula con el fin de darles los ángulos correctos para el perfecto autocentrado de la válvula y para que la zona de contacto entre ambas piezas sea la correcta. Aunque este trabajo es propio de la práctica de taller, vamos a describirla con las variantes que el trabajo del preparador puede comportar al respecto.

La operación se efectúa mediante fresas de corte en ángulo de 45° o 60°, según los casos, trabajando manualmente con un útil portafresas especial, como el mostrado en la figura 30, o similar, provisto de un vástago que se introduce en la guía de la válvula para conseguir un centrado automático de la herramienta.

Existe también otro tipo de fresa de asientos de corte plano que se emplea únicamente para la operación de rebaje de los asientos recién insertados o para aquellos casos en que el labio o zona de contacto es excesivamente ancho.

Una vez elegido el tipo de ángulo y la medida de fresa adecuada, rebajaremos una porción del asiento, la cual no debe ser inferior a 1,1 mm ni superior a esta medida, de acuerdo con lo que nos indica la figura 31, donde se representan las zonas de contacto de las válvulas contra sus respectivos asientos.

La razón de mantener esta medida es que en los motores de tipo comercial se mecanizan las válvulas con un grado (1°) de diferencia con respecto a la inclinación del asiento, con lo cual se ahorra la operación de esmerilado, pues las válvulas así obtenidas ofrecen un cierre perfecto de la cámara de combustión y, logrado esto, se puede abaratar el producto. Pero los problemas surgen al funcionar el motor, debido a que las válvulas, especialmente las de escape, no pueden enfriarse a través del asiento (la temperatura de la copa alcanza los 700 °C aproximadamente) y con ello empiezan a deformarse, con lo que se originan posteriores fugas en la cámara de combustión que no tardan en acusarse con un deficiente rendimiento general del motor.

Por el contrario, cuando el asiento de válvula supera el mencionado 1,1 mm de banda de contacto, se originan dificultades en el cierre de las válvulas. Por lo tanto, cuando efectuemos la operación de fresado de los asientos deberemos proporcionar a la banda de contacto la medida adecuada con la que podremos esperar el mejor comportamiento de las válvulas, cosa fundamental en un motor de competición.

Las fresas planas sirven para rebajar el material del asiento recién insertado en el caso de que sobresalga del material de la culata donde se aloja.

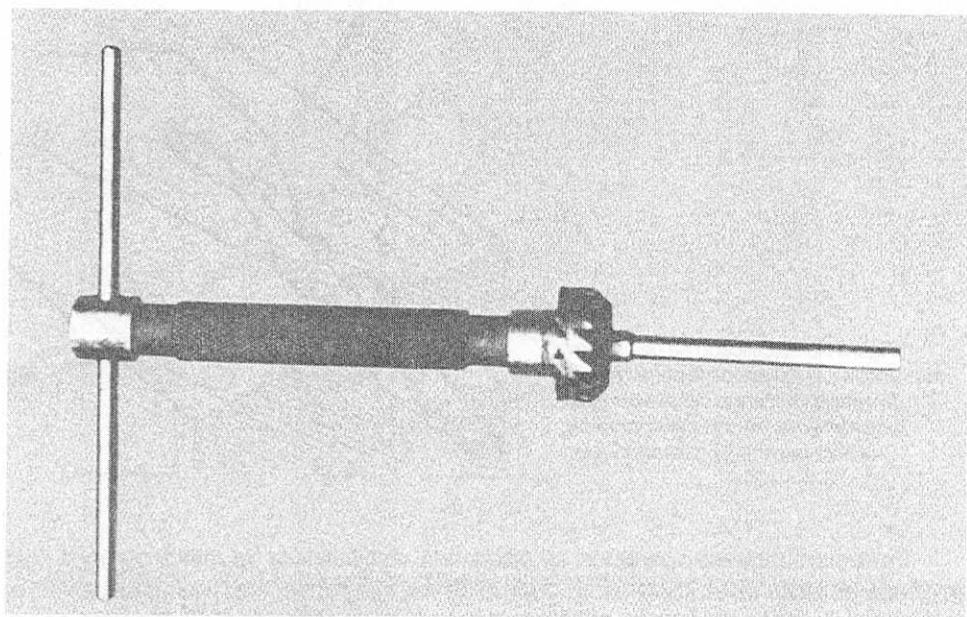


Figura 30. Herramienta apta para el fresado de los asientos de válvula.

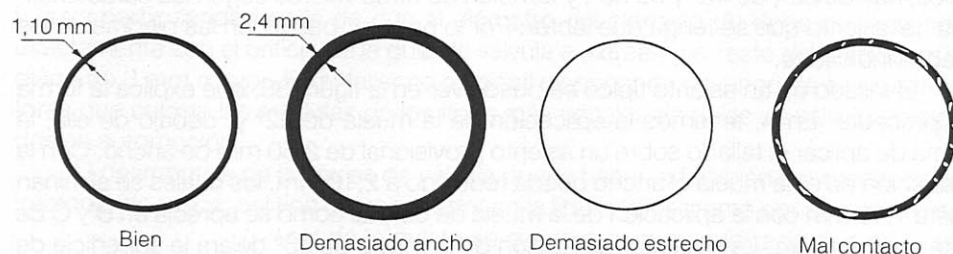
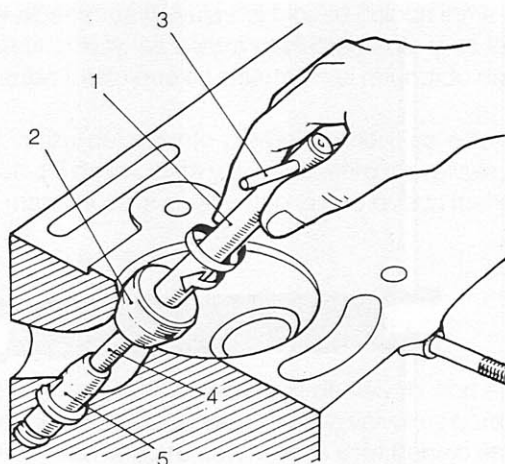


Figura 31. Representación de las zonas de contacto o pisado de una válvula con respecto a su asiento.

Otra función de este tipo de fresas es la necesidad de reducir los asientos durante las operaciones de acondicionamiento de las culatas, cuando éstos presentan una zona de contacto demasiado ancha.

Si se parte de un asiento de válvula comercial (aunque de mayor tamaño al del motor original), la operación de fresado podrá realizarse también, y con mayor precisión, con la ayuda de diferentes tipos de muelas dotadas de ángulos adecuados al asiento sobre el que vamos a trabajar. Como en el caso anterior, el objetivo es dejar el asiento de válvula con una zona de «pisado» del tipo de la señalada como «bien» en la figura 31.

Figura 32. Rectificado de un asiento de válvula. (1) vástago de la herramienta. (2) muela. (3) mango para hacer girar la herramienta. (4) cola centradora de la herramienta. (5) guía de válvula.



Para efectuar esta operación se utiliza una rectificadora de mano como la que se puede apreciar en la figura 32. El cuerpo de esta herramienta (1) se introduce en la guía para que sirva de seguro centrado de la muela rectificadora (2) mientras se va aplicando giro y presión desde el mango (33), girando y apretando como las flechas indican.

El perfecto tallado del asiento se logra con el uso de piedras de diferentes ángulos; hay de 32°, de 45° y de 60°, y también de otros valores según las características del asiento que se tenga que labrar. Por lo general, basta con las piedras de los grados indicados.

El tallado de un asiento típico se puede ver en la figura 33, que explica la forma de proceder. En A, tenemos la aplicación de la muela de 32° y, debajo de ella, la forma de aplicar el tallado sobre un asiento provisional de 2,50 mm de ancho. Con la aplicación de esta muela el ancho queda reducido a 2,10 mm, los cuales se eliminan hasta 1,10 mm con la aplicación de la muela de 60°, tal como se aprecia en B y C de esta misma figura. La posterior aplicación de la muela de 45° dejará la superficie de contacto a la medida exacta esperada.

Una vez terminado el trabajo en los asientos de todas las válvulas se realizará la operación del esmerilado de las válvulas, operación tradicional en el taller.

Cuando todas las válvulas estén perfectamente ajustadas el trabajo en la culata podrá darse por terminado. Sin embargo, desde el punto de vista de la preparación de un motor de competición, todavía hemos de ocuparnos de otro elemento importante: la guía de las válvulas y los trabajos especiales que ellas comportan.

Extracción de las guías de válvulas

La extracción de las guías de válvula es una operación sencilla que puede efectuarse con la ayuda de una pequeña prensa de mano o bien por percusión. En am-

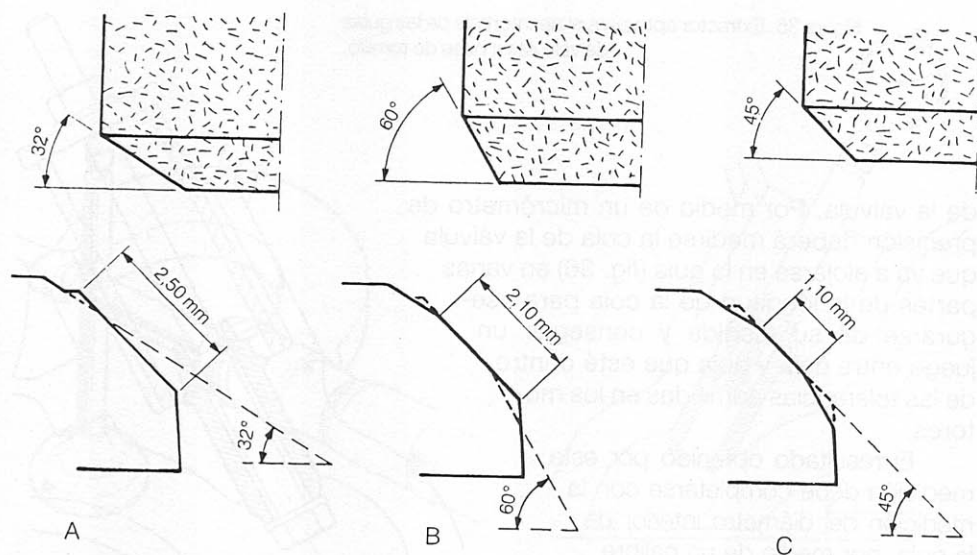


Figura 33. Diferentes tipos de biselos de ataque de las muelas y cómo inciden éstas en el material para conseguir los ángulos precisos en el asiento.

En ambos casos resulta indispensable el uso de útiles extractores iguales o similares al mostrado en la figura 34, consistentes en barras cilíndricas de acero de calidad plata y cuya particularidad es la de que el diámetro del extremo (A) debe corresponder exactamente con el orificio de la guía de válvula a extraer, y el resto del útil poseer un diámetro 3 mm mayor. En el taller no es difícil disponer de un juego de estos extractores que cubran las medidas de los tipos más usuales de guías de válvula empleados en automoción.

El desmontaje de las guías de válvula puede hacerse también por medio de extractores de rosca, del tipo del mostrador en la figura 35, sistema por el que el material de la culata se siente menos perjudicado que en el sistema anterior.

Deberá realizarse la sustitución de la guía vieja por otra nueva para llevar a cabo el montaje de una guía de mayor diámetro que se ajuste a una válvula también de mayores dimensiones a las que equipaban el motor de serie.

En primer lugar, y una vez instalada la guía, se comprobará su diámetro interno de modo que se ajuste al de la cola

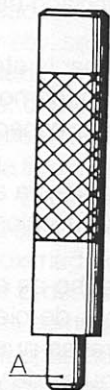


Figura 34. Punteros para trabajar en la extracción y montaje de las guías de válvula. (A) extremo de centrado que debe poseer el mismo diámetro que tiene la guía.

Figura 35. Extractor apto para el desmontaje de las guías de válvulas a base de tornillo.



de la válvula. Por medio de un micrómetro de precisión deberá medirse la cola de la válvula que va a alojarse en la guía (fig. 36) en varias partes de la longitud de la cola para asegurarse de su medida y conseguir un juego entre cola y guía que esté dentro de las tolerancias admitidas en los motores.

El resultado obtenido por esta medición debe completarse con la medición del diámetro interior de la guía, por medio de un calibre comparador de interiores (fig. 37). Los palpadores de este calibre deben deslizarse a lo largo de la guía para detectar las posibles variaciones que puedan establecerse en el diámetro interior de la guía y en toda su longitud.

El buen ajuste de esas dos piezas se obtiene restando de los valores obtenidos por el procedimiento que nos indica la figura 37 los obtenidos en el sistema indicado por la figura 36.

Por lo general, la tolerancia debe encontrarse alrededor (para las válvulas de escape) de los 0,10 mm para los motores comerciales y los 0,15 mm para los motores más apretados y que desarrollan mayor cantidad de calor.

Por el contrario, en las válvulas de admisión, en las que la corriente de la mezcla resulta un buen refrigerante para la cola de la válvula, los valores deben hallarse alrededor de 0,07 a 0,09 mm.

Si se dan valores inferiores a los mencionados se realizará un esmerilado de la guía de válvula, actuando como indicamos en la figura 27.

Desde el punto de vista del mejoramiento de los motores cabe llamar la atención acerca de la función que las guías de válvula ejercen en un motor moderno. A pesar de su aparente simplicidad, las guías de válvula deben poseer ciertas especiales características para que el motor funcione con regularidad.

La primera es la de estar construidas con un material de gran resistencia a la fricción, ya que las guías se ven sometidas a un régimen medio de 3.000 fricciones por minuto cuando el motor está funcionando a 6.000 r/m.

La segunda característica de las guías de válvula se debe al hecho de que son los únicos elementos que presentan una superficie de contacto de cierta importancia con las válvulas y, por consiguiente, solamente a su través puede realizarse la refrigeración de las mismas. De ello se deduce que las guías de vál-

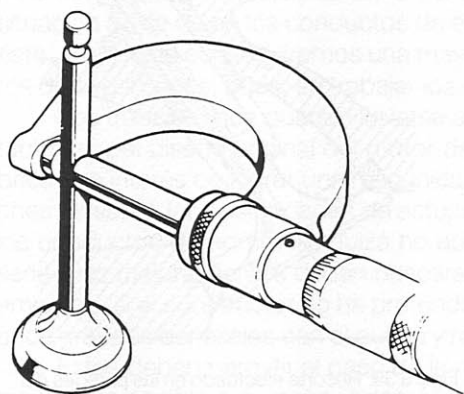


Figura 36. Comprobación del exacto diámetro de la cola de una válvula con la ayuda de un micrómetro.

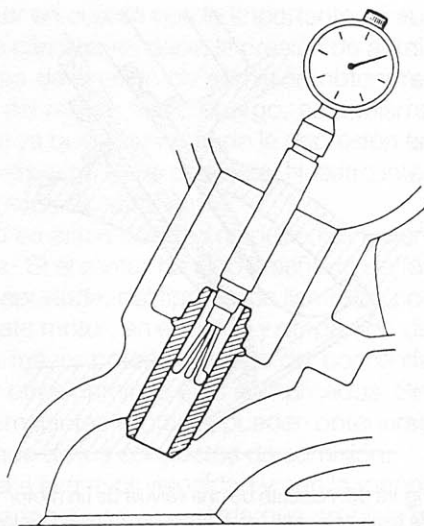


Figura 37. Medición del diámetro interno de una guía de válvula para conocer su huelgo con respecto a la cola o vástago de dicha válvula.

vula deben estar fabricadas con materiales que poseen una gran conductividad térmica.

Por último, otra característica importante radica en que el material de las guías de válvula posee propiedades autolubricantes ya que en esta zona existen ciertos precarios vapores de aceite que, ocasionalmente, pueden filtrarse a través del huelgo que se establece entre las guías y los vástagos o colas de las válvulas, a partir de la zona alta de la culata.

En los motores de competición es importante que las guías de válvula estén fabricadas con materiales que sepan cumplir con todos estos requisitos descritos, y, por ello, se eligen aleaciones de hierro fundido al cromo-vanadio o bronce al cromo-vanadio, o bronce al cromo, materiales en forma de barras de muy variados diámetros, con longitudes que oscilan entre los 50 y 70 cm, según los fabricantes. Estos elementos, en los motores de serie, suelen presentar la disposición que se muestra en la figura 38.

Si observamos esta figura vemos que, en los motores de serie, las guías de válvula se adentran en el interior del conducto de paso de los gases en una proporción aproximada de $1/4$ de su longitud. Ello se debe a que los constructores, mediante este procedimiento, tratan de asegurar una vida más larga tanto para las mismas guías como para las colas de las válvulas, las cuales, al hallarse menos expuestas a los fuegos de la combustión y mejor guiadas, presentan la ventaja de poder estar fabricadas con materiales más baratos así como de no precisar de dispositivos espe-

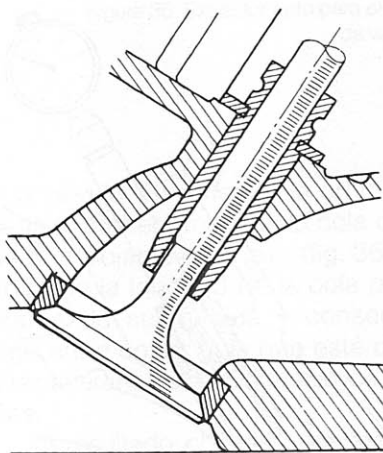


Figura 38. Aspecto de una válvula de un motor de serie colocada en el conducto de paso de los gases.

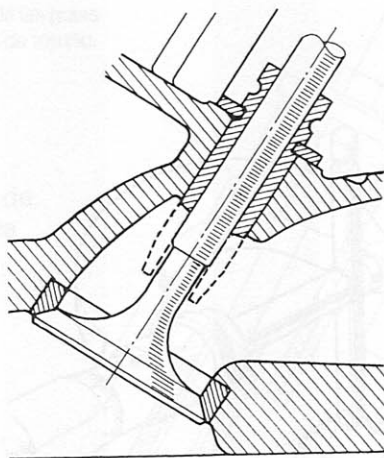


Figura 39. Recorte efectuado en las paredes del extremo de la guía de la válvula de la figura anterior para permitir un más libre paso de los gases.

ciales en los mecanismos de retención que equilibren sus movimientos laterales. Sin embargo, la longitud de la guía hace que sobresalga demasiado en el conducto de paso de los gases, lo que, sobre todo en la válvula de admisión, resulta poco favorable para el perfecto llenado del cilindro.

Si se controlan estos defectos, ya sea utilizando válvulas de mejores materiales o bien asegurando el perfecto centrado de las válvulas, la mejor solución consiste en recortar los extremos de salida de las guías como muestra la figura 39, para conseguir con ello evitar el freno a la corriente de gases de admisión que forzosamente se crea debido a la oposición del material de la guía. El recorte de estas puntas permitirá mejorar la respiración del motor y, con ello, la obtención de mayor potencia.

Los conductos de admisión y escape

Desde el punto de vista del mejoramiento de un motor y su preparación para competición, en la culata todavía nos queda por hacer algo tan importante como actuar en los conductos internos de la misma por los que circula la admisión y el escape de los gases.

Lo más efectivo que podemos realizar en los conductos es conseguir que la velocidad que el aire de la gasolina gasificada adquieren a la entrada del filtro de aire pierda la menor cantidad de velocidad posible en el momento de entrar, a través de su válvula (o válvulas) de admisión, al interior de la cámara de combustión.

Desde el principio, el mecánico debe tener en cuenta que lo importante es aumentar la presión de ingreso de la mezcla en la cámara, es decir, la presión de admisión. Ante muy pequeños aumentos de valores de presión de admisión obtendremos aumentos considerables en la potencia del motor. Sin embargo, esta misma situación no se da en los conductos de escape ya que, aumentando la depresión en éste, solamente conseguiremos una mayor y más larga llama de salida. Nuestro interés debe centrarse, pues, en trabajar los conductos de admisión.

Los trabajos, que pueden llevarse a cabo en estos conductos dependen, ciertamente, del diseño original del motor de serie. Si el motor ha sido diseñado de fábrica con interés de lograr una mecánica algo apretada, del tipo de los llamados coches de *sport*, las posibilidades de actuar en este motor, en el pulido y preparado de los conductos de admisión, quizá no aporten mayor potencia que la del coche de serie y los mejoramientos deban buscarse por otros caminos más complicados. Sin embargo, si el constructor no ha pretendido semejantes ventajas, pueden obtenerse unos grandes beneficios con el pulido y recortado de los conductos de admisión.

Éstos deben permitir el paso de la mezcla a la mayor velocidad y con la menor resistencia posible a su paso. Además, han de tener una geometría que propicie la turbulencia de la mezcla cuando ésta penetra en el interior de la cámara de combustión a través de la válvula de admisión.

A este respecto, la forma y pulido de los conductos, de manera que orienten debidamente el paso de la mezcla, comportan la mayor importancia para conseguir los objetivos que acabamos de mencionar.

Las características ideales de un buen conducto de admisión son las mostradas en la figura 40.

La entrada directa hacia la válvula de admisión forma parte de esta solución ideal. Por supuesto, los codos y los cambios de dirección de la mezcla ayudan a ralentizar la velocidad y la presión de ésta.

También podemos ver, en esta figura, que el conducto de admisión no debe ser por completo cilíndrico; por el contrario, debe disponer de varios tipos de conicidades mediante las cuales la mezcla mejore su comportamiento de acuerdo con las pulsaciones que las válvulas producen durante su cierre y abertura.

Considerando «D» el diámetro de la válvula de admisión, los valores ideales de los perfiles del conducto pueden verse indicados con detalle en la figura. Obsérvese la entrada cónica del conducto, la parte prácticamente cilíndrica del centro y la parte ligeramente troncocónica de la zona interior.

Por supuesto, resulta difícil poder aplicar este sistema a un motor de serie que no dispone, en su diseño original, de semejantes orientaciones técnicas, pero lo que sí podemos hacer es considerar el conducto dentro de estas medidas y actuar, mejorándolo dentro de sus posibilidades y de acuerdo con lo indicado en la figura 40.

Esta disposición es tan favorable que, en el caso de un mejoramiento a fondo, resulta conveniente no aumentar el diámetro de asiento de la válvula, pues ello significaría una remodelación general de todo el conducto, cosa no siempre posible.

Una válvula más grande puede fácilmente desequilibrar la función de difusor o vénturi que se establece en la última parte del conducto y, lejos de aumentar la presión del aire, disminuirla, de modo que, finalmente, la cantidad de mezcla entrada

Figura 40. Condiciones ideales que debe poseer un conducto de admisión para que la mezcla pierda la menor cantidad de presión y velocidad a su entrada en la cámara de combustión. (D) diámetro de la válvula. (1) cámara de combustión. (2) asiento de la válvula. (3) embocamiento del conducto. (4) zona de ampliación del conducto en forma troncocónica. (5) zona cilíndrica. (6) zona cónica de entrada.

en la cámara de combustión con una válvula más grande sea de un volumen inferior al que penetra con la válvula de origen. Todo ello hay que tenerlo muy en cuenta a la hora de proyectar los cambios del diseño de la culata.

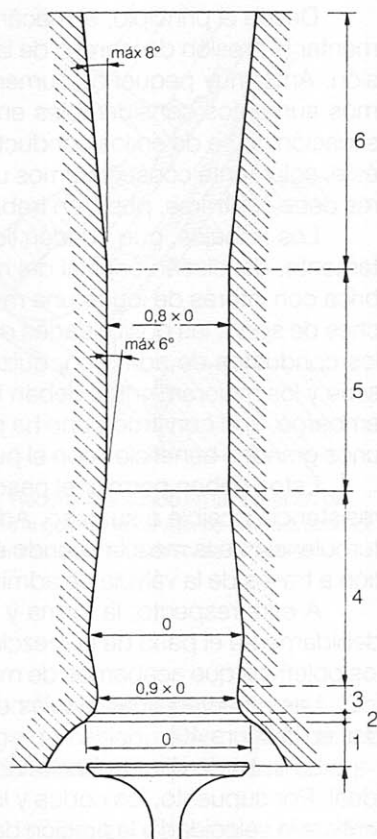
La forma cónica de la parte (6) de la figura 40 resulta especialmente importante para crear un aumento de la velocidad del gas en cuanto se dirige a la zona cilíndrica (5).

La zona troncocónica (4) ejerce la función de un momentáneo almacenamiento de la mezcla, mientras la válvula está cerrada, acumulación que penetra rápidamente en la cámara en cuanto la válvula se abre. Éstas son las condiciones ideales.

En la práctica, los motores de serie no suelen disponer sus culatas de esta forma, ya sea por la necesidad que se tiene en estos motores de controlar el consumo o por necesidades de mecanización y espacio entre los muchos orificios de los que las culatas han de disponer (paso de la refrigeración, circulación de aceite, orificios de los pernos, etc.). Por ello, el mecánico deberá ajustar cuanto hemos dicho a las curvas de las que normalmente están provistos los conductos de admisión en la culata antes de llegar a las respectivas válvulas.

La turbulencia de los gases

Una vez entrado el volumen de la mezcla en el interior del cilindro, resulta muy interesante, para el mayor rendimiento de un motor (y mucho más para un motor de competición) que la combustión se produzca en la menor cantidad de tiempo posible. Con ello se facilita que el motor pueda alcanzar mayor número de r/m y, por consiguiente, mayor extracción de energía de la mezcla en una misma unidad de tiempo.



Para que la mezcla se queme de la forma más rápida posible es necesario que esté dotada de un movimiento intenso de revolución sobre sí misma en el momento en que salte la chispa de encendido, pues ello hace que el frente de la llama avance de una manera fulminante. Todos los diseñadores de motores tienen en cuenta este efecto y, de hecho, el estudio a fondo de las cámaras de combustión para conseguir efectos de turbulencia ha sido uno de los factores que más ha contribuido, en aumentar considerablemente el rendimiento de los motores modernos con respecto a los antiguos, y fruto de estos estudios son las cámaras hemiesféricas.

El mecánico deberá tener en cuenta, pues, la importancia de la turbulencia antes de efectuar cualquier modificación en la cámara de combustión que pudiera perjudicar este efecto.

En la formación de la turbulencia intervienen varios factores, entre los que cabe destacar el conducto de admisión y la forma de la cámara o de la cabeza del pistón.

En el tiempo de admisión, mientras el pistón desciende, el paso de la mezcla puede producirse como se muestra en la figura 41. La velocidad de turbulencia con la que penetra la mezcla en el cilindro debe ser mantenida y acelerada por el pistón, durante su carrera de compresión, hacia el P.M.S. De esta forma, cuando salta la chispa, la velocidad residual de desplazamiento de la mezcla comprimida facilita la instantánea inflamación de toda la mezcla. Este tipo de turbulencia podría denominarse de «caída» y, como puede apreciarse en el dibujo, se mantiene en un sentido vertical, de arriba a abajo del cilindro.

Otro tipo de turbulencia es el mostrado en la figura 42. La orientación de la mezcla en la parte alta del cilindro hace que esta turbulencia se mantenga especialmente en un plano horizontal, de modo que se transfiere así a través de la succión dada por el pistón en el tiempo de admisión y sube en estos planos horizontales hasta el momento de fin de compresión y de la explosión o salto de la chispa. Se trata, pues, de una turbulencia en forma de remolino y podemos considerarla también como una turbulencia horizontal.

Además de estas diferentes turbulencias existe el sistema de la entrada directa de la mezcla, semejante al tipo de conducto que estudiamos en la figura 40, en donde la turbulencia es mucho menor y está encomendada exclusivamente al resultado de la subida del pistón.

Estos tres tipos de comportamiento de la turbulencia tienen una especial repercusión en diferentes estadios del funcionamiento del motor, y el preparador debe tener muy en cuenta sus posibilidades.

Así, la turbulencia vertical y la horizontal tienen la ventaja de «dar bajos» al motor, es decir, actúan mejorando la potencia en los regímenes bajos y medios, lo cual puede ser muy importante en una carrera que debe desenvolverse por un trazado con curvas muy cerradas.

Por el contrario, la entrada directa de la mezcla (fig. 40), actúa directamente sobre el régimen máximo, de modo que es aconsejable valerse de este sistema cuando el motor deba actuar en carreras donde las rectas tengan preponderancia y lo importante sea obtener elevados valores de velocidad punta.

Teniendo en cuenta estos criterios, veamos ahora la forma de actuar en los conductos de admisión.

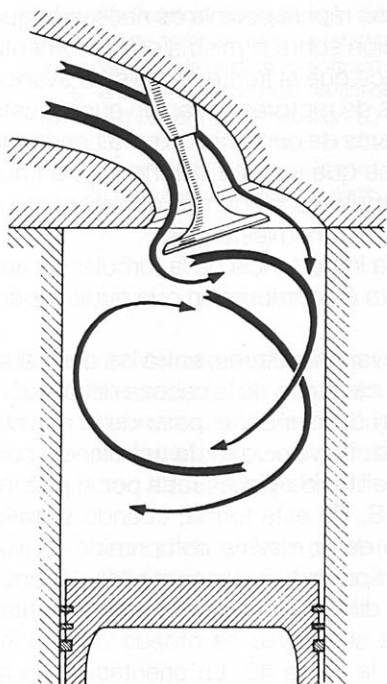


Figura 41. Las flechas indican la forma de producirse la turbulencia a la entrada de la mezcla en el interior del cilindro. Obsérvese que, en este caso, a turbulencia actúa en torbellino y de una manera vertical.

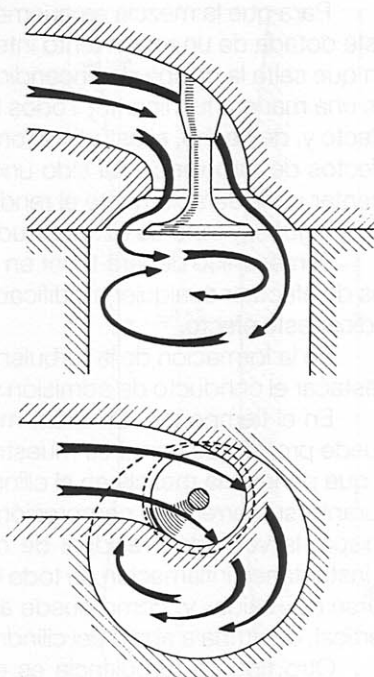


Figura 42. Turbulencia de tipo horizontal.

Trabajos en los conductos de admisión

Uno de los factores más importantes por medio de los cuales se inician los movimientos de turbulencia de un motor se debe a la orientación que se le preste a la mezcla desde los conductos de admisión. Por lo tanto, es importante que el mecánico considere con atención este punto a la hora de conseguir una efectiva mejora de un motor.

Si lo que se pretende es conseguir un gran aumento en el régimen de giro y obtener la potencia de golpe en las altas vueltas, hemos de estudiar una solución semejante a la mostrada en la figura 40. Según el tipo de culata con el que trabajemos esta solución puede no ser posible, pero no es así en todos los casos, de modo que la admisión directa a veces puede ser labrada en una culata de serie.

Si lo que nos interesa es conseguir un aumento progresivo de la potencia a lo

largo de la curva de potencia, deberemos actuar mejorando los conductos de admisión a base de facilitar o provocar la turbulencia desde su misma orientación de entrada hasta la válvula de admisión, y de ello vamos a tratar ahora.

En primer lugar tenemos en (A) (fig. 43) un dibujo que nos muestra el conducto (C) de admisión de la culata hasta el punto de llegada a la válvula de admisión (V). La forma del codo (F) que orienta el paso de la mezcla resulta de la mayor importancia para conseguir un efecto de turbulencia de tipo horizontal.

De esta forma, el rebaje anular de material del conducto debe realizarse solamente en la zona posterior al codo (F), procurando darle una forma cónica, del modo que, aproximadamente, se expresa (B) en esta misma figura.

Este retoque comportará también el perfecto pulido de las paredes del conducto con el fin de que la superficie quede lo más lisa posible y el paso de la mezcla no sufra ni la más mínima alteración.

El rebaje de material de estos conductos debe ser previamente estudiado y no debe dejarse a la improvisación del momento. En la figura 44 tenemos un caso en el que se rebaja el conducto de admisión de un motor que tiene de origen la forma indicada en (A). Al ser cortado de una forma excesiva y brusca en la parte de salida del asiento (1) se formará aquí la presencia de algunas pequeñas turbulencias indeseables y contraproducentes con respecto a la turbulencia horizontal o vertical de que disponga el motor.

El rebaje adecuado de este tipo de conducto será más eficaz si se realiza de la forma que nos muestra la figura 45, para mantener y potenciar de este modo el efecto de turbulencia horizontal o vertical que el motor posea.

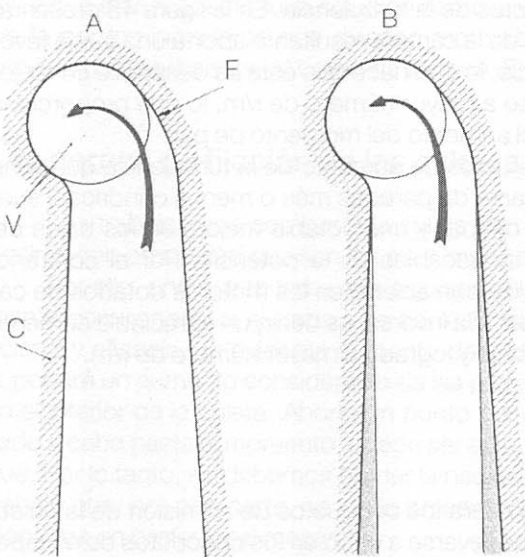


Figura 43. Creación de la turbulencia horizontal desde el conducto de admisión. (A) situación del conducto en un motor de serie. (B) recorte del material del conducto para potenciar la formación de la turbulencia horizontal. (C) conducto de admisión. (F) codo de aproximación a la válvula. (V) válvula de admisión.

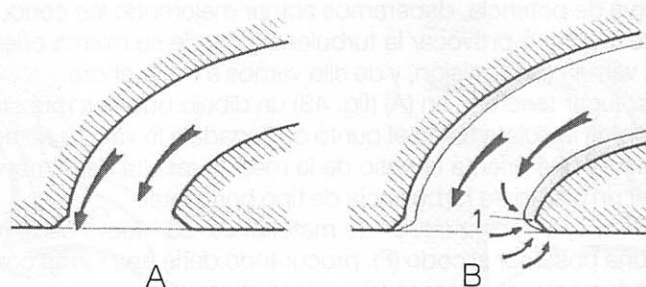


Figura 44. Disposición de un conducto de serie en (A). En (B) recortado de esta sección (parte tramada) excesivo e inadecuado. En la zona (1) se producen torbellinos que perjudican el paso de la mezcla en turbulencia.

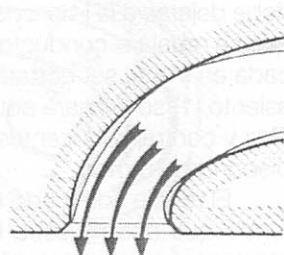


Figura 45. Rebaje correcto del conducto de serie que vimos en (A) de la anterior figura, en donde no existe peligro de la formación de torbellinos perjudiciales.

Además de los retoques en el conducto de admisión también hay que tener en cuenta posibles modificaciones en la misma cámara de combustión por medio de las cuales podamos aumentar los efectos de la turbulencia. En la figura 46 presentamos un caso en el que la zona rayada de la cámara resultante aporta una curva favorable para el desarrollo de la turbulencia, lo que hace que ésta se desarrolle en mejores condiciones y se mantenga incluso a mayor número de r/m , lo que proporciona una enorme elasticidad al motor por el aumento del momento de par.

Para finalizar, digamos que los efectos de aumento de la turbulencia que venimos indicando, aplicados en las cámaras de paredes más o menos cilíndricas, suelen dar como resultado un aumento del par y una notable mejora en los bajos del motor aunque no se noten efectos destacables en la potencia. Por el contrario, cuando esta misma operación se realiza con acierto en los motores dotados de cámaras hemisféricas, el efecto suele ser a la inversa, es decir, un apreciable aumento de potencia en contra de un par más bajo y logrado a mayor número de r/m .

Los conductos de escape

Los trabajos que hemos descrito para los conductos de admisión de la culata no tienen nada que ver con lo que debe llevarse a cabo en los conductos de escape.

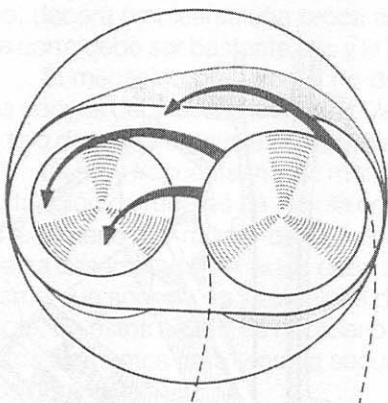


Figura 46. Cámara de combustión vista desde arriba, en la que se observa los recortes de material (tramado) que se han efectuado para potenciar la formación de turbulencias.

En éstos, lo que interesa es que el gas quemado salga lo más rápidamente posible y, por lo tanto, que en modo alguno se le produzcan turbulencias en las paredes ni frenos para su salida.

Un tipo de conducto de escape muy típico de los motores de competición es el mostrado en la figura 47. En ella resulta especialmente interesante destacar la estructura cónica del conducto a partir de la válvula de escape, para iniciar de este modo una cierta pérdida de velocidad en los gases, generalmente aún en forma de llama, que luego serán tratados en el colector de escape para eliminar la onda de la misma llama.

La disposición de este conducto resulta más conveniente en posición acodada que directa, contrariamente a lo que vimos en la figura 40 sobre el conducto de admisión. A este respecto, una solución como la mostrada en la figura 48 es muy apreciada por los ingenieros que diseñan motores de alta competición, tanto para los conductos de admisión (A) como de escape (E).

Los pernos de fijación de las culatas

Los trabajos que comporta la culata son bastante importantes y quizá pueda decirse con propiedad que son los más importantes del motor.

Por ello, una culata trabajada siguiendo las directrices expuestas hasta el momento comportará, si el trabajo se ha realizado con la debida exactitud, pulcritud, acierto y eficacia, un evidente aumento de la potencia generada por el motor y ello supondrá un aumento considerable de las presiones que se van a tener que soportar en el interior de la culata. Ahora, un punto por donde nos puede fallar el trabajo llevado a cabo hasta el momento, puede ser en el sistema de fijación de la culata al bloque. Por lo tanto, no debemos olvidar la necesidad de reforzar los pernos de fijación, trabajo que, por otra parte, no suele presentar problemas que no sean de fácil solución para un profesional mecánico.

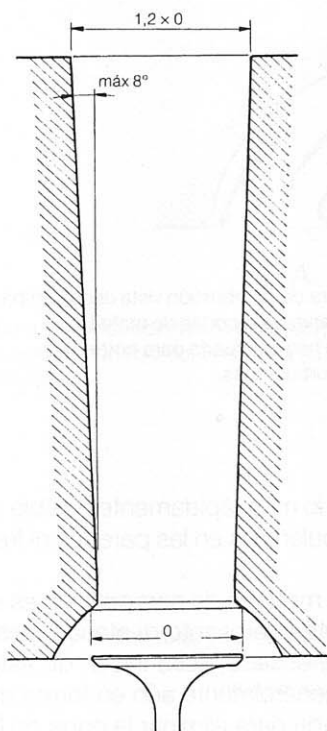


Figura 47. Conduto de escape ideal mostrando su forma cónica y las características del mismo. (D) diámetro de la válvula de escape.

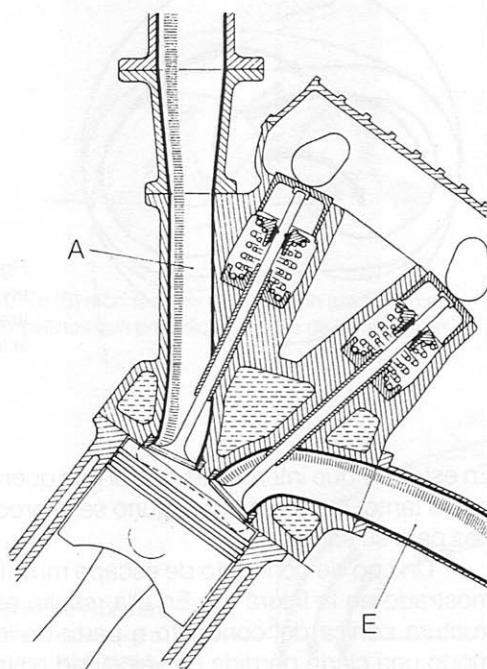


Figura 48. Culata mostrando la disposición correcta de los conductos de admisión (A) y de escape (E) en un motor de alta competición. Obsérvese la posición curvada del escape y la directa de la admisión.

En todos los motores, los orificios de paso de los pernos de fijación de la culata tienen un diámetro superior en 1,5 mm al diámetro exterior de los pernos. Tal característica tiene por objeto evitar que los pernos se atasquen en los orificios de paso, por descentrado o desescuadrado, falseando el apriete correcto en el montaje y pudiendo dar lugar a la pérdida de estanqueidad de la junta.

Así pues, una vez determinado el diámetro que deberán tener los nuevos pernos de fijación y teniendo en cuenta el exceso indicado para el diámetro de los pasos, procederemos al mandrinado de los agujeros al diámetro requerido.

Este trabajo se puede realizar manualmente con la ayuda de escariadores fijos y aumentando el diámetro de los mismos de 0,5 en 0,5 mm en cada pasada, hasta alcanzar el diámetro final.

También se puede realizar en una sola pasada cuando se utilice para este trabajo una taladradora de columna. En este caso, si la culata es de aleación de alumi-

nio, deberá emplearse una broca especial de corte para este material. La velocidad de corte debe ser bastante alta y la lubricación abundante.

El mecánico preparador no deberá olvidar tampoco los pernos de fijación de los apoyos del árbol de levas en culata o de los ejes de balancines, según los casos y el tipo de motor en que esté trabajando.

Es muy frecuente, en los motores que aumentan su régimen de giro, acudir a la instalación de muelles de válvula con hilos de mayor sección para evitar en lo posible el fenómeno del rebote de las válvulas. Al aumentar la sección de los muelles la fuerza desarrollada por éstos debe ser compensada por una mejor fijación del mecanismo que soporta los balancines o el mismo eje de levas si el accionamiento es directo. En estos casos, es necesario aumentar la sección de los pernos de fijación de estos elementos para tener la seguridad de que no se producirá una rotura de pernos durante la marcha.

La forma de operar es la misma que se ha descrito para los pernos de la culata y la misma que se estableció en el capítulo 2 cuando nos referíamos al bloque de cilindros.

Las válvulas

El elemento de la potencia de un motor está representado por el pistón, pero el elemento de escape y de aspiración es la válvula. La válvula es el elemento que permite el escape de los gases de escape y la aspiración de la mezcla fresca.

Por lo tanto, las válvulas son los elementos que permiten el escape de los gases de escape y la aspiración de la mezcla fresca. Las válvulas son los elementos que permiten el escape de los gases de escape y la aspiración de la mezcla fresca.

7. Las válvulas y sus muelles

El estudio de la culata debe completarse con una serie de conocimiento sobre las válvulas y sus sistemas de accionamiento para conseguir el mayor rendimiento de estos elementos fundamentales de un motor de explosión de cuatro tiempos. Ya hemos visto, en el capítulo anterior, algunas características muy especiales en cuanto a la disposición de las válvulas con respecto a las cámaras de combustión y a los conductos de paso de los gases; ahora vamos a profundizar sobre las mismas válvulas y las características de los muelles que las sustentan y hacen posible su desplazamiento de cierre y abertura.

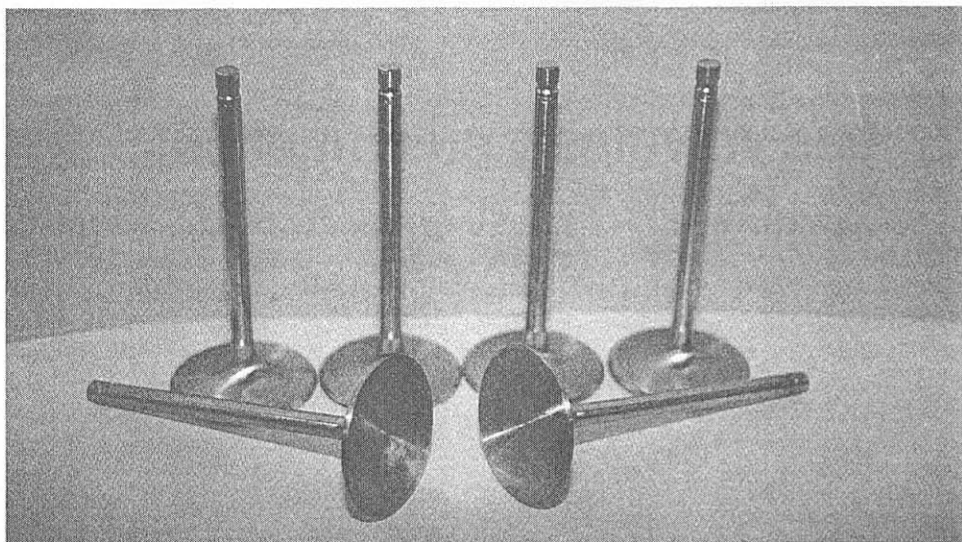
Realizaremos, en primer lugar, un estudio sobre las principales características de las válvulas, estudio que debe tener siempre en cuenta un preparador de motores de competición cuando trate de mejorar la disposición de estos elementos.

Seguidamente estudiaremos las características de los muelles de las válvulas y los trabajos de mejoramiento que pueden llevarse a cabo con ellos.

Las válvulas

El aumento de la potencia de un motor está relacionado directamente con su consumo de aire (o, si se quiere, de mezcla) en una unidad de tiempo. En líneas generales puede establecerse que a mayor consumo, mayor potencia; conviene que este mayor consumo sea perfectamente aprovechado y no derrochado inútilmente en mezclas devueltas a la atmósfera sin quemar o parcialmente quemadas.

Por su parte, los diseñadores de motores comerciales están siempre preocupados en conseguir que sus motores consuman la menor cantidad posible de combustible, dejando mucho margen al preparador de motores de competición para obtener resultados satisfactorios si el aumento de consumo que se va a producir no tiene repercusiones económicas importantes.



Juego de válvulas de admisión de competición.

Uno de los puntos en los que el preparador puede conseguir resultados más positivos y brillantes, si no ha de preocuparse por el consumo, es, evidentemente, trabajando en los conductos de la culata y en todo lo relacionado con las válvulas, especialmente, con las válvulas de admisión.

En este aspecto, conseguir el máximo llenado del cilindro en el tiempo de admisión es uno de los objetivos básicos a perseguir.

Con las válvulas, y siguiendo este criterio, pueden hacerse varias modificaciones importantes y conseguirse así muy aceptables resultados.

A continuación vamos a dividir el estudio de las válvulas en los siguientes párrafos:

- Dimensiones de las válvulas de admisión.
- Inclinación de los asientos.
- Altura de alzada de las válvulas.
- Formas características de las copas.

Pasemos a estudiar por separado cada uno de estos puntos por el mismo orden.

Dimensiones de las válvulas de admisión

Para conseguir mejorar la entrada de mezcla hacia el interior de la cámara de combustión, la primera idea consiste en utilizar válvulas más grandes. Esta idea ya ha

sido esbozada cuando nos referíamos, en el anterior capítulo, al cambio de los asientos de válvulas para ubicar en la cámara de combustión las de mayor tamaño posible.

Debemos ahora saber qué clase de dimensiones debe tener una válvula de admisión en una cámara de combustión para la preparación y mejoramiento de la potencia de un determinado motor.

Al considerar las dimensiones de una válvula podemos aplicar una fórmula matemática bastante sencilla por medio de la cual podemos conocer si el diámetro de la cabeza o copa de la válvula de admisión de un determinado motor es susceptible de ser agrandada o, por el contrario, la de origen ya está en los márgenes de sus dimensiones máximas.

La fórmula es la siguiente:

$$D = \sqrt{\frac{V \times \text{rpm}}{\pi \times v \times 750}}$$

Los términos de esta fórmula son los siguientes:

D = diámetro de la válvula de admisión.

V = volumen del cilindro en cm^3 .

rpm = revoluciones por minuto máximas que se pretende alcance el motor.

π = número pi, es decir, 3,1416.

v = velocidad del aire en metros por segundo.

El número 750 es un coeficiente fijo y los valores que deben aplicarse para la velocidad del aire en metros por segundos (v) deben hallarse dentro de los siguientes márgenes:

Para coches comerciales: De 50 a 55 m/seg.

Para coches de rally: De 55 a 60 m/seg.

Para coches de carreras: De 70 a 80 m/seg.

Con el fin de aclarar la utilización de la anterior fórmula podemos poner un ejemplo. Supongamos que se trata de un motor de cerca de dos litros, de cuatro cilindros, y que se prepara para su participación en un rally, de una cilindrada unitaria de 499 cm^3 .

El régimen máximo de que se pretende dotarlo deberá encontrarse en las 7.500 r/m, de modo que escogeremos una velocidad del aire de 60 m/seg. Con ello ya tenemos todos los datos para calcular el diámetro ideal de la cabeza de las válvulas de admisión, en un motor de dos válvulas por cilindro. Así, tendremos que:

$$D = \sqrt{\frac{499 \times 7500}{3.1416 \times 60 \times 750}} = 5,15 \text{ cm}$$

Si procedemos a medir el diámetro de la válvula de origen y vemos que es más pequeña de lo que nos indica este cálculo, tenemos la posibilidad de ver facilitado el aumento del pasaje de los gases. Si, por el contrario, la válvula es del mismo tamaño, será conveniente no tocarla (siempre y cuando nuestra preparación sea para rally). Posiblemente, un cilindro con un cubicaje de 499 cm^3 , disponga de un diámetro del cilindro de alrededor de los 86 mm, de modo que la cámara de combustión deberá ser hemiesférica para que pueda contener una válvula tan grande (recuérdese que suele decirse que el tamaño de las válvulas es el equivalente al radio del cilindro y, en este caso, el radio del cilindro sería solamente de $86:2 = 43 \text{ mm}$, o 4,3 cm). Hay que ver si la válvula cabe en la cámara y si es posible la ubicación de su asiento, el cual siempre ha de tener un diámetro lógicamente más grande.

La fórmula que acabamos de dar es aproximada y solamente orientativa, y aunque puede servirnos de base para proyectar el mejoramiento del motor, puede perfectamente aplicársele un 10 % de margen de error, tanto en más como en menos. Téngase en cuenta que tanto los factores de las r/m ideales que pretendemos, como la velocidad del aire en m/seg, son hipotéticos y, en la práctica y una vez terminado el proceso de mejoramiento del motor, podemos encontrar variantes a este respecto que modificarían el cálculo inicial del diámetro de la válvula. Pero, pese a estos inconvenientes, la fórmula constituye un buen punto de partida para considerar el tamaño de las válvulas de admisión.

En lo que respecta al diámetro de las válvulas de escape, cabe decir que, una vez encontrado el diámetro de las válvulas de admisión, suele considerarse que aquéllas deben ser algo pequeñas, por lo que se les aplica un coeficiente que puede oscilar entre 0,8 y 0,9.

De este modo, partiendo de una válvula de admisión de 5,15 cm, que hemos visto resultante del cálculo anterior, la válvula de escape debería tener, escogiendo un coeficiente intermedio de 0,85, un diámetro de:

$$5,15 \times 0,85 = 4,38 \text{ cm}$$

Inclinación de los asientos

El lugar donde todo el bisel de la cabeza de la válvula se apoya contra el asiento puede estar labrado de formas diversas. Sin embargo, en la práctica y para los motores de serie, el sistema más utilizado es aquel en el que se establece un ángulo de 45° entre el bisel de la válvula y su asiento (figura 1).

La inclinación del asiento a 45° tiene, en principio, la ventaja de ofrecer un cierre de la válvula mucho más completo que cualquier tipo de ángulo posible. La válvula, al apoyarse sobre su asiento, tiene la tendencia de autocentrarse y, además, el bisel tiene mayor espesor o zona de contacto, de modo que existe mayor refrigeración de la válvula y menor riesgo de deformación de la misma a elevadas temperaturas. De este modo, las válvulas pueden ser de menor calidad y aun así, su duración queda garantizada.

Éstas son sus ventajas, pero su principal inconveniente radica en que el paso y

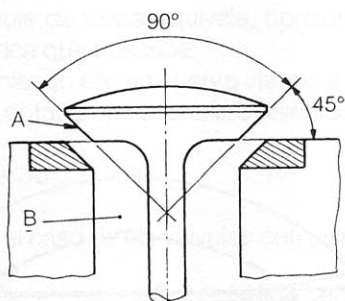


Figura 1. Válvula con asiento a 45°.
(A) zona del asiento de válvula.
(B) conducto de paso de los gases.

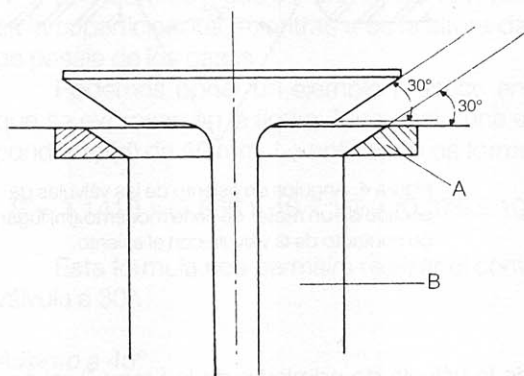


Figura 2. Válvula con asiento a 30°.
(A) asiento.
(B) conducto de paso de los gases.

la inclinación dada a los gases no es el más favorable, de modo que este paso de los gases queda frenado y el rendimiento de la cámara es menor.

Otro procedimiento mucho más favorable a este respecto es disponer el ángulo del bisel, con respecto al asiento, en un ángulo de 30°, de la forma que puede apreciarse en la figura 2.

Ahora el paso del gas queda favorecido y el flujo circula con mucha mayor fluidez por esta importante zona de paso. Pero la inclinación de las válvulas a 30° tiene el inconveniente de no asegurar perfectamente la estanqueidad de la válvula cuando está cerrada y, además, las cabezas de las válvulas así mecanizadas son mucho más delgadas y susceptibles de sufrir deterioro más rápido y mayores deformaciones.

Como consecuencia de todo ello, debe buscarse combinación de ángulos que anule los inconvenientes de cada uno de los sistemas y mantenga en lo posible sus ventajas. Este objetivo da origen a la complicada variedad de ángulos que pueden observarse en los asientos de las válvulas y en los biseles de la cabeza de las mismas.

Un ejemplo de lo elaborados que son los ángulos de los asientos puede verse en las figuras 3 y 4, en donde presentamos un asiento de válvula y su válvula de admisión en un motor comercial.

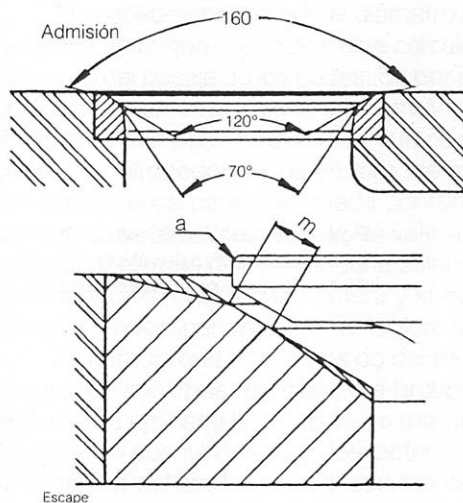


Figura 3. Totalidad de los ángulos de asientos de las válvulas de admisión de un motor de serie moderno.

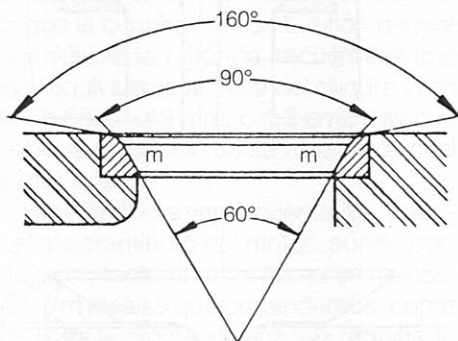


Figura 4. Ángulos de asiento de las válvulas de escape de un motor de serie moderno. (m) lugar de contacto de la válvula con el asiento.

Obsérvese cómo, en el asiento de la válvula de admisión de la figura 3, el ángulo principal es de 30° (120°), precedido por un ángulo de 55° (70°) y frente a la cámara, con una salida de 10° (160°). Obsérvese que, en este caso, el asiento de 30° es la medida principal y los otros ángulos que se forman sirven para mejorar la salida de la mezcla y para mejorar el centrado de la válvula en el momento de su cierre.

También en la figura 4 se puede ver el asiento de la válvula de escape, en donde el ángulo principal es de 45° , con un amplio sector inicial de sólo 60° y uno posterior de 10° (160°).

En el caso de la válvula de escape existe una mayor preocupación por la refrigeración de la válvula y por el buen centrado de la misma. No se olvide que la válvula de escape de un motor comercial corriente debe soportar unas temperaturas muy considerables, de las cuales nos da una muestra la figura 5, en donde se evalúan las zonas de distribución de los diferentes valores de temperatura. De ahí que los fabricantes se decidan preferentemente por valores de inclinación de 30° para las de admisión y de 45° para las de escape.

Cálculo de la superficie de pasaje de las válvulas

Por medio de algunas fórmulas matemáticas puede conocerse la superficie de pasaje que permite una válvula, tanto si su ángulo de paso principal es de 30 como de 45 grados. La fórmula que determina el paso de la corriente de gas a través de

una válvula de tulipa equivale, aproximadamente, a la superficie lateral de la figura geométrica que describe.

Teniendo ello en cuenta vamos a ver la superficie generada por los dos tipos de válvulas dotadas de diferentes asientos.

Asiento a 30°

En el caso de las válvulas con asiento de 30°, esta fórmula será:

$$S = 3.1416 (0.866 \times d \times a) + (0.375 \times a^2)$$

Los factores a que se refiere esta fórmula quedan de manifiesto en la figura 6. S es la superficie total, mientras a es la altura de alzada y d, el diámetro del conducto de pasaje de los gases.

Podemos poner un ejemplo práctico en una válvula que reuniera los valores que se expresan en la figura 7, es decir, una alzada (a) de 10 mm y un diámetro del conducto (d) de 40 mm. La aplicación de fórmula nos daría el siguiente resultado:

$$S = 3,1416 \times (0,866 \times 40 \times 10) + (0,375 \times 10^2) = 1.206,06 \text{ mm}^2, \text{ o mejor, } 12 \text{ cm}^2.$$

Esta fórmula nos permitirá realizar el control de la superficie de abertura de una válvula a 30°.

Asiento a 45°

En el caso de las válvulas con asiento de 45°, la fórmula será:

$$S = 3,1416 (0,707 \times d \times a) + (0,3536 \times a^2)$$

En este caso, los elementos de la fórmula tienen la misma interpretación que en el caso anterior. También, tomando como ejemplo una válvula igual a la anterior, es

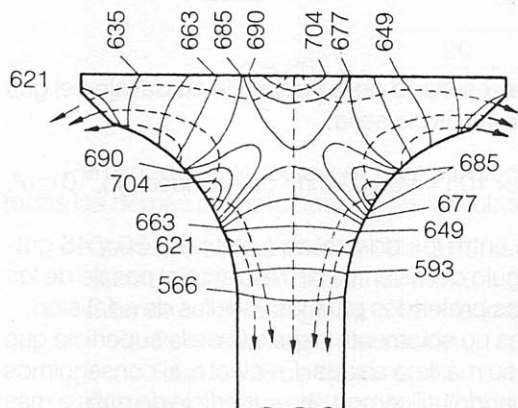


Figura 5. Temperaturas medias que debe soportar una válvula de escape durante su funcionamiento normal. Las flechas indican los lugares por los que la válvula puede deshacerse del calor que acumula.

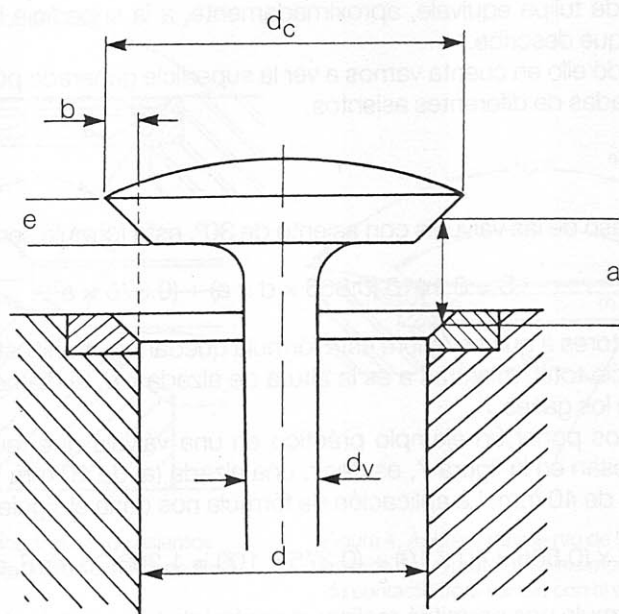
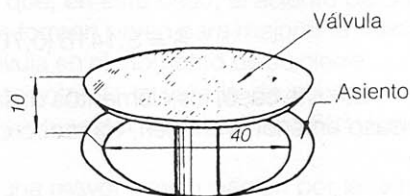


Figura 6. Características que es necesario tomar para el cálculo de una válvula. (a) alzada máxima. (b) distancia de interferencia de la cabeza con el asiento. (d) diámetro de conducto de circulación de los gases. (dc) diámetro de la copa. (dv) diámetro del vástago. (e) grosor del bisel de la válvula.

Figura 7. Medidas del conducto y del levantamiento o alzada de la válvula que nos sirve de ejemplo para el cálculo.



decir, la misma dibujada en la figura 7, el resultado de la superficie de pasaje del gas en el momento de la máxima abertura de la válvula sería:

$$S = 3,1416 \times (0,707 \times 40 \times 10) + (0,3536 \times 10^2) = 999,52 \text{ mm}^2 \text{ o, redondeando, } 10 \text{ cm}^2.$$

Si comparamos el valor resultante entre los dos casos (válvulas a 30 y 45 grados) podemos ver la importancia del ángulo del asiento con respecto al pasaje de los gases y por qué los asientos a 30° son los preferidos para las válvulas de admisión.

Por supuesto, el pasaje de los gases no solamente depende de la superficie que la válvula deja abierta en el momento de su máxima alzada. En efecto, si conseguimos darle el gas una mayor velocidad, aun cuando utilicemos una superficie de pasaje más

pequeña, el llenado podría ser el mismo, lo que nos sirve para darnos cuenta de la importancia del ángulo de inclinación del asiento con respecto al llenado del cilindro.

Altura de alzada de las válvulas

Una vez resuelto el problema de los ángulos de inclinación de las válvulas conviene conocer las características que comportan en cuanto a la armonía de sus medidas con respecto al diámetro de su cabeza o, si se quiere, al diámetro del asiento de válvula. A partir de aquí podremos deducir todas las medidas de una válvula en su aplicación al motor preparado.

Para calcular las medidas de una válvula lo primero que se precisa conocer es el diámetro (d) del conducto (fig. 6). También se deberá conocer el diámetro del cilindro, que denominaremos con una D mayúscula, la velocidad del pistón en m/seg. (Vp) a la que pretendemos que gire nuestro motor preparado; y la velocidad de salida de los gases (Vg).

Conociendo todos estos datos podremos deducir el valor correcto del diámetro del conducto del asiento (d) con el auxilio de la siguiente fórmula:

$$d = D \sqrt{\frac{V_p}{1,06 \times V_g}}$$

Veamos un ejemplo para mayor facilidad.

Supongamos que vamos a trabajar en un motor cuyo cilindro tiene un diámetro de 86 mm, preparado para rally y, por lo tanto, con una velocidad de entrada de los gases (Vg) de 60 m/seg.

A este motor, con una carrera de también 86 mm, le pretendemos hacer alcanzar una velocidad de régimen máximo de 7.000 r/m, en cuyo caso la velocidad del pistón (Vp) será de 20 m/seg (velocidad de giro un poco arriesgada, pero posible).

La aplicación de la fórmula anterior nos daría el siguiente resultado:

$$d = 86 \sqrt{\frac{20}{1,06 \times 60}} = 48,22 \text{ mm de } \varnothing$$

Partiendo del conocimiento del conducto podremos considerar los valores de todas las demás proporciones de las válvulas si tenemos los siguientes valores:

Carrera o alzada de la válvula (a) 0,25 x d

Anchura del asiento (b) 0,07 x d

Diámetro del vástago de la válvula (dv):

Para la válvula de admisión De 0,18 a 0,23 x d

Para la válvula de escape De 0,23 a 0,28 x d

Diámetro superior de la cabeza (dc) de + 2b

Grueso de la copa o cabeza (e):

Para la válvula de admisión $0,10 \times dc$

Para la válvula de escape..... $0,15 \times dc$

De acuerdo con las características de una válvula podemos volver al caso del motor que nos viene sirviendo de ejemplo, del cual conocemos el diámetro de su conducto por la anterior fórmula, el cual debería ser de 48,22 mm pero que podemos dejar en una medida final de 48 mm de diámetro.

Partiendo pues de la medida del conducto (d) podemos establecer que las válvulas de admisión y escape deberán tener, en cada una de sus partes, las siguientes medidas:

VÁLVULA DE ADMISIÓN

Diámetro del conducto (d)..... 48 mm.

Carrera o alzada de la válvula (a): $0,25 \times 48 =$ 12 mm.

Anchura del asiento (b): $0,07 \times 48 =$ 3,36 mm.

Diámetro del vástago (dv): $0,21 \times 48 =$ 10 mm.

Diámetro superior de la cabeza (dc): $48 + (2 \times 3,36) =$ 54,7 mm.

Grueso de la copa o cabeza (e): $0,10 \times 54,7 =$ 5,47 mm.

VÁLVULA DE ESCAPE

Diámetro del conducto (d)..... 40 mm.

Carrera o alzada de la válvula (a): $0,25 \times 40 =$ 10 mm.

Anchura del asiento (b): $0,07 \times 40 =$ 2,8 mm.

Diámetro del vástago (dv): $0,21 \times 40 =$ 8,4 mm.

Diámetro superior de la cabeza (dc): $40 + (2 \times 2,8) =$ 45,6 mm.

Grueso de la copa o cabeza (e): $0,10 \times 45,6 =$ 4,56 mm.

Por supuesto, estos valores son aproximados y orientativos y, aunque en la práctica podemos encontrar diferencias en los diseños de diferentes motores, la realidad es que los valores se mantendrán dentro de una parecida relación entre sí, tal como se ha indicado.

Formas características de las copas

Las cabezas de las válvulas empleadas en los motores de combustión interna pueden adoptar, fundamentalmente, tres formas típicas diferentes, representadas en las figuras 8, 9 y 10.

La forma de la cabeza de estas válvulas guarda relación con la función que se les encomienda, de modo que puede ser útil un comentario sobre cada uno de estos tipos.

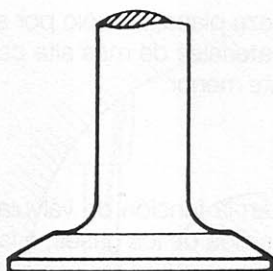


Figura 8. Válvula de cabeza plana.

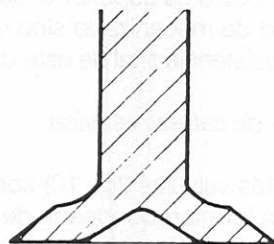


Figura 9. Válvula de tulipa.

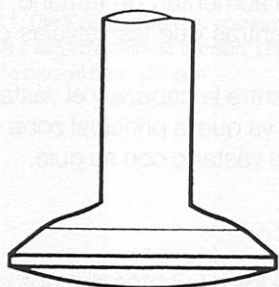


Figura 10. Válvula de cabeza esférica.

Válvulas de cabeza plana

En primer lugar tenemos, en la figura 8, una válvula de cabeza plana. Estas válvulas son las que se emplean más comúnmente en los motores de serie, tanto para los conductos de admisión como para los de escape, con la única diferencia de la calidad del material, que resulta, en cada caso, adecuado a las mayores temperaturas que se han de soportar según se hallen montadas en el escape o en la admisión.

La forma o perfil de estas válvulas las hace fáciles de mecanizar, por lo que resultan también más baratas que otros tipos de válvulas, como las que veremos de inmediato.

Válvulas de tulipa

Este tipo de válvulas (fig. 9) recibe este nombre por la característica forma que se adopta en la construcción de sus cabezas y el hueco que queda en el centro de las mismas.

Por lo general, las válvulas de tulipa se emplean poco en los motores comerciales y su empleo queda reservado a los motores de competición. Se utilizan solamente en las válvulas de admisión y su principal característica consiste en resultar más ligeras que las válvulas de cabeza plana, además de que este modelo facilita el cierre durante la compresión y el escape.

Su costo es superior al de las válvulas de cabeza plana, no sólo por su mayor dificultad de mecanizado sino también por exigir materiales de más alta calidad, ya que la resistencia final de este diseño es relativamente menor.

Válvulas de cabeza esférica

Estas válvulas (fig. 10) son las más utilizadas en la función de válvulas de escape. La forma redondeada de la cabeza facilita la salida de los gases, a la vez que aumenta su resistencia mecánica, debido a que es mayor el espesor en el centro de la copa, lo que resulta más favorable para las válvulas que trabajan a muy altas temperaturas.

El peso de estas válvulas es lógicamente mayor, pero ello es un mal menor pues en los motores de competición las válvulas que aumentan de tamaño, como hemos visto, son principalmente las de admisión, mientras que las válvulas de escape siempre tienen menor diámetro.

En este modelo de válvulas, la zona de acuerdo entre la cabeza y el vástago se diseña de modo que facilite el flujo de calor hacia éste, ya que la principal zona de refrigeración se encuentra en el contacto permanente del vástago con su guía.

Comparación entre las válvulas

Resumiendo todo lo que se acaba de decir sobre los diferentes diseños de válvulas, cabe destacar que las válvulas de cabeza plana cuentan entre sus ventajas con la facilidad para evacuar los gases y deshacerse del calor que la combustión les imprime. A este respecto se comportan mejor que las válvulas de tulipa pero peor que las válvulas de cabeza esférica.

En lo que respecta a su resistencia a los esfuerzos, la válvula de cabeza plana es también superior a la de tulipa (a igualdad de material empleado en la construcción) y, además, resulta más barata de construcción, como ya se dijo.

Finalmente, en lo que respecta a la preparación de motores, la adopción de las válvulas de admisión de tulipa es una solución escogida muchas veces por los constructores de motores de competición para la admisión, mientras en el escape se acude con ventaja a las válvulas de cabeza esférica.

Algunos trabajos de preparación de las válvulas

En las válvulas en sí caben algunas acciones por parte del preparador, de las cuales quizá la más importante sea la de retocar ligeramente la parte posterior de la copa, en el caso de que ésta tenga una forma que pueda obstaculizar el paso de la corriente de mezcla. La figura 11 nos muestra un conducto de admisión en el cual se ha colocado una válvula de tipo comercial, cuyo dorso de la cabeza (1) posee una curva con un ángulo demasiado amplio (quizás un poco exagerada en el dibujo, con objeto de que se vea con facilidad el objetivo de este trabajo).

La válvula que favorece el libre paso del flujo de mezcla, debe tener una forma

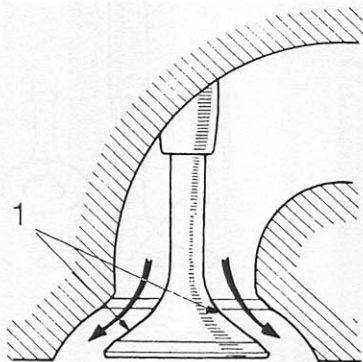


Figura 11. Perfil de una válvula comercial en lo que respecta a la formación de la copa. (1) ángulo de influencia para el paso del gas.

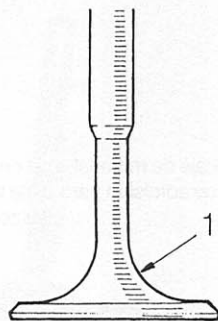


Figura 12. Válvula de competición con el ángulo de formación de la copa (1) provisto de menos material.

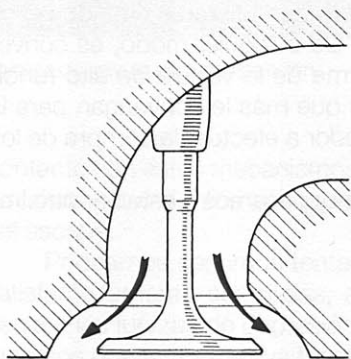


Figura 13. Compárese esta figura con la 11. Aquí la válvula de origen ha sufrido un recorte en el ángulo de formación de la copa.

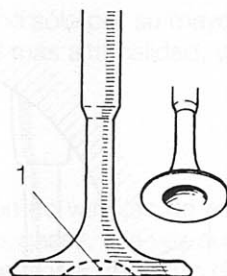
semejante a la mostrada en la figura 12, con la base de la cabeza recogida en una curva bastante cerrada, como se indica en la citada figura.

Pues bien: el recorte de esta parte de la válvula no solamente puede constituir una disminución de peso de la misma sino también un modo de orientación conveniente del flujo a través de la curva más cerrada que se ha labrado en el dorso de la copa de la válvula.

En la figura 13 puede verse el efecto favorable obtenido en el paso de la mezcla, en especial si esta figura se compara con la figura 11.

Otra posible transformación puede realizarse a base de convertir las válvulas de cabeza plana en válvulas de tulipa. Para ello basta con una simple operación de torneado por medio de la cual se rebaja, en forma de casquete esférico, la zona del

Figura 14. Rebaje de material en el centro de la cabeza de la válvula de admisión para darle la forma de la válvula de tulipa.
(1) zona de eliminación de material.



centro de la copa de la válvula en una extensión que no excede los 0,666 % de su diámetro y una profundidad que a su vez tampoco sobrepase el borde inferior del asiento (fig. 14).

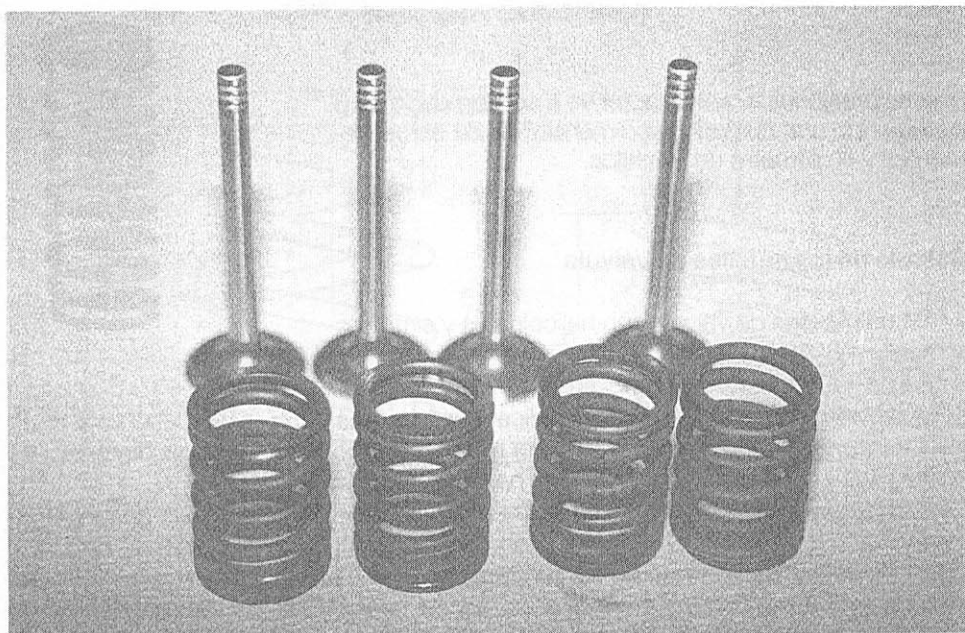
Si se puede disponer del suficiente presupuesto para la preparación del motor, lo mejor es comprar válvulas de la máxima calidad y, a poder ser, de competición, y no efectuar en ellas modificaciones de talla de material, pues esta operación indiscutiblemente las debilita. Las que hemos indicado en este párrafo no dejan de ser unas soluciones caseras de cierto riesgo, que solamente deben utilizarse cuando no se pueda obtener válvulas especiales de competición. De cualquier modo, es conveniente que el mecánico sepa cómo debe ser la forma de la válvula de alto rendimiento y, con este criterio, pueda elegir las válvulas que más le convengan para la preparación de su motor, cuando acuda a su proveedor a efectuar la compra de los elementos necesarios.

Vamos a poner punto final al tema de las válvulas y pasamos a estudiar otro importante punto de acción: los muelles de válvula.

Los muelles de válvula

La función específica de los muelles de las válvulas consiste en mantener éstas fuertemente apoyadas contra sus asientos en aquellas partes del ciclo en los que deben encontrarse completamente cerrados los conductos que gobiernan. Esto exige que el muelle de la válvula de escape, cuando esté en posición de reposo y mantenga a esta válvula cerrada, ejerza, como mínimo, una fuerza capaz de equilibrar la fuerza de la depresión que se produce en el cilindro durante el tiempo de admisión. Esta depresión varía en función de la velocidad de motor, el diámetro del cilindro y las condiciones de funcionamiento de la válvula y el conducto de admisión, en lo que respecta a la facilidad de paso de la mezcla, pero que se puede cifrar del orden de los 0,6 kg/cm².

Por otra parte, el movimiento alternativo a que se ven sometidas las válvulas durante su funcionamiento genera en ellas unas fuerzas de inercia que tienden a separarlas, en determinados momentos, de sus mecanismos de empuje. En este punto los muelles han de establecer una fuerza antagónica que los mantenga en



Muelles de válvula para competición.

contacto con estos mecanismos de empuje, a fin de que no se produzca la aparición de falsos movimientos que perturbarían el funcionamiento correcto de la admisión y del escape.

Podríamos sentirnos tentados a considerar que ambas funciones pueden ser satisfactoriamente cumplidas, adoptando muelles con fuerza sobrada para oponerse a las fuerzas de depresión e inercia; pero ello tiene serios inconvenientes. Así, tenemos que una excesiva tensión del muelle de válvula en reposo puede ocasionar fuertes choques de las válvulas al cerrar contra sus asientos y, además, ocasionar una acción de rebote de las válvulas sobre ellos.

Además de este inconveniente se tendría que contar también con la necesidad de disponer de una mayor fuerza de los mecanismos de accionamiento de las válvulas para mover unos muelles excesivamente tensos, con la absorción de potencia que ello significa para el motor, la dificultad de puesta en marcha o arranque y el rápido desgaste previsible de los elementos de empuje, desde las levas del árbol de excéntricas hasta los balancines y todos los elementos que intervienen.

De acuerdo con lo dicho debemos tener en cuenta, en lo que respecta a los muelles de válvula, que se han de utilizar siempre los muelles más débiles posible pero que se encuentren en el límite de cumplir con toda perfección su acción de cierre de las válvulas cuando éstas descansan sobre sus asientos.

Teniendo en cuenta, pues, esta recomendación, podemos ver la importancia que presenta la elección de unos muelles de válvula adecuados para soportar las

Figura 15. Típico muelle de válvula.



nuevas presiones a que el motor va a ser sometido pero escogiendo con cuidado las dimensiones de estos elementos y el diámetro de sus hilos.

Cálculo de los muelles de válvula

Los muelles de válvula son helicoidales y similares al muelle mostrado en la figura 15.

Los muelles de este tipo se deforman acortándose proporcionalmente a la carga aplicada sobre ellos axialmente. Esta deformación puede ser más o menos rápida según las dimensiones de los hilos y del material con el que se ha construido el muelle.

En aquellos casos en los que se trata de variar las características de funcionamiento de un motor, generalmente propiciando un aumento del régimen de giro y después de haber diseñado un aumento de las dimensiones y peso de las válvulas, será necesario adaptar los muelles a las nuevas condiciones de trabajo. Por ello, al preparador de motores de competición le resultará de la mayor importancia el conocimiento de las fórmulas matemáticas que le aporten unos valores orientativos sobre las modificaciones esperadas en los muelles de las válvulas.

Para el cálculo de un muelle del tipo de los usados en las válvulas, tenemos, en la figura 16, una relación de todas las cotas importantes por las que hemos de regirnos para la interpretación de estas fórmulas. Los elementos fundamentales que nos interesará conocer serán los siguientes:

d, diámetro del alambre.

f, flecha bajo carga.

n, número de espiras necesarias.

L, longitud del muelle en libertad.

De acuerdo con ello, veamos las fórmulas matemáticas que pueden proporcionarnos una orientación en cada uno de los aspectos citados.

d, diámetro del alambre

Para conocer el diámetro (d) del alambre que pueda resistir una carga (F), se ha de conocer el coeficiente de trabajo (k) y el radio medio de la espira (r), en cuyo caso podremos valernos de la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times F \times r}{\pi \times k}}$$

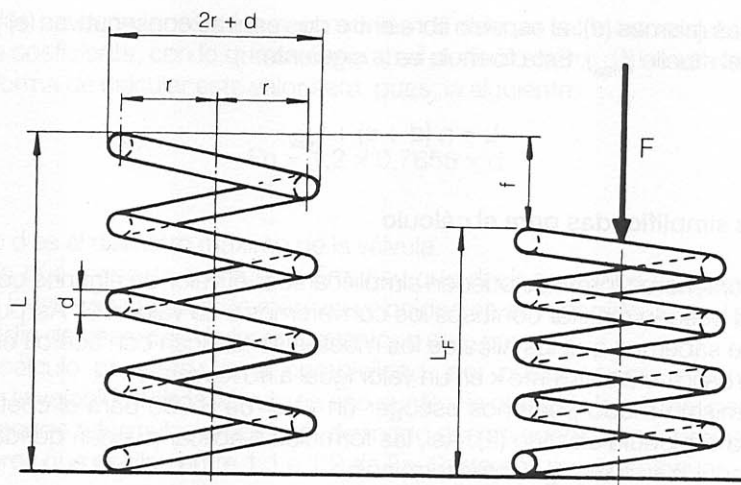


Figura 16. Dimensiones a tener en cuenta para el cálculo de los muelles de válvula. (r) radio medio de las espiras. (d) diámetro del alambre. (f) flecha o flexión del muelle bajo una carga determinada. (F) carga sobre el muelle. (Lf) longitud restante bajo una carga F. (L) longitud total o libre del muelle.

f, flecha bajo carga

Para calcular la flecha (f) de un muelle bajo una carga (F), con un número de espiras (n), en la que el radio medio de la espira (r) es conocido y también lo es el diámetro del hilo (d), y del que sabemos el valor del módulo elástico (E) del material, podemos utilizar la siguiente fórmula:

$$f = \frac{64 \times F \times n \times r^3}{E \times d^4}$$

n, número de espiras necesarias

El número de espiras necesarias para que un muelle proporcione una flecha (f) al aplicarle la fuerza (F), queda de manifiesto así:

$$n = \frac{64 \times F \times f \times r^3}{E \times d^4}$$

L, longitud del muelle en libertad

Por último, cabe también destacar la fórmula que nos indique la longitud que debe tener un muelle de acuerdo con el número de espiras necesarias (n), el diá-

metro de las mismas (d), el espacio libre entre dos espiras consecutivas (e) y la flecha máxima del muelle (f_{\max}). Esta fórmula es la siguiente:

$$L = n(d + e) + f_{\max}$$

Fórmulas simplificadas para el cálculo

Las anteriores fórmulas pueden simplificarse si el valor de algunos coeficientes que ahora pueden resultar confusos los convertimos a su valor real. Así pues, como quiera que sabemos que los hilos de los muelles se fabrican con aceros especiales, podemos definir el coeficiente k en un valor igual a 40 kg/mm².

Del mismo modo podemos escoger un valor de 8.000 para el coeficiente de elasticidad o módulo elástico (E). Así, las fórmulas a aplicar pueden quedar simplificadas y reducidas a los siguientes términos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{F \times r}{8}}$$

La siguiente fórmula, la de la flecha bajo carga (f), queda reducida a lo siguiente:

$$f = \frac{64 \times n \times r^2}{1000 \times d}$$

Finalmente, el número de espiras necesarias (n) queda reducida a la siguiente fórmula:

$$n = \frac{1000 \times f \times d}{64 \times r^2}$$

Estas fórmulas nos permiten calcular las dimensiones que debe tener un muelle de válvula si previamente conocemos los datos siguientes:

- = La fuerza con la que deseamos permanezca comprimida la válvula sobre su asiento cuando esté cerrada, a la que representaremos en los cálculos por F_o .
- = La fuerza máxima de la inercia que ha de contrarrestar la válvula en movimiento, a la que representaremos por F_m .
- = La altura de levantamiento de la válvula, que designaremos por h.
- Y el valor del radio medio de la espira, que será representado por la letra r.

De estos términos tenemos que la fuerza F_o se calcula por apreciación, teniendo en cuenta la depresión máxima del cilindro y el diámetro de la válvula de escape. En la práctica, puede establecerse un valor entre 1 y 1,5 kg/cm².

En las preparaciones para automóviles de rally un valor aconsejable es el 1,2 para este coeficiente, con lo que se asegura el perfecto cierre de las válvulas.

La forma de calcular este valor será, pues, la siguiente:

$$F_o = 1,2 \times 0,7856 \times d$$

en donde d es el diámetro máximo de la válvula.

En lo que respecta a la fuerza F_m , hay que decir que debe corresponder a la fuerza de inercia en el punto de máxima velocidad en su recorrido, la cual se da en el punto medio del recorrido de levantamiento, o sea, para $h/2$.

Su cálculo presenta cierta complejidad, por cuanto exige el conocimiento exacto de la velocidad de la válvula en ese punto y la masa de la misma; para simplificarlo se recurre a fórmulas empíricas, de modo que se puede tomar para el valor F_m unos valores que oscilen entre 1,1 a 1,2 de F_o . Podemos pues decir que:

$$F_m = 1,2 \times F_o$$

En lo que respecta a la altura de levantamiento de la válvula, que hemos designado por h, es un dato preestablecido del motor, que se fija de la forma que vimos al estudiar las dimensiones de las válvulas.

En cuanto al valor de r (radio medio de la espira) se puede establecer tomando como diámetro medio de la espira $7/8$ de diámetro interior de la válvula (que designaremos ahora como d_2), de modo que la fórmula resultante será:

$$r = \frac{1}{2} \times \frac{7 \times d_2}{8}$$

Que es lo mismo que decir:

$$r = \frac{7 \times d_2}{16}$$

Tal como estamos desarrollando el cálculo podemos disponer ya de los datos correspondientes a los valores de F_o y F_m . Teniendo en cuenta que en los muelles helicoidales las flechas son proporcionales a las cargas, se puede calcular la flecha f_o que corresponde al muelle montado en su posición de reposo comprimiendo la válvula contra su asiento. La fórmula final para este cálculo será:

$$f_o = \frac{F_o h}{2 (F_m - F_o)}$$

Una vez conocida la flecha ya podremos calcular la flecha máxima (f_{\max}) que es la equivalente a la flecha (f_o) más la altura (h) y por la misma proporcionalidad calcular la fuerza máxima del muelle en carga (con la válvula totalmente levantada). Para ello nos valdremos de la siguiente fórmula:

$$F_{\max} = \frac{F_o \times f_{\max}}{f_o} = \frac{F_o (f_o + h)}{f_o}$$

Una vez realizados todos estos cálculos ya estaremos en condiciones de llevar a cabo el cálculo aproximado de las diversas características de los muelles de válvula. Así, conociendo el valor de F_{\max} podremos calcular el diámetro (d) del hilo a través de la fórmula simplificada (1).

Partiendo de este dato podremos calcular el número de espiras (n) aplicando la fórmula simplificada (2), en la que sustituiremos el valor de la flecha (f) por el valor de la flecha máxima (f_{\max}) y d y r por los valores ya calculados.

Cuando se construya o se haga construir el muelle se deberá tener en cuenta que el número de espiras calculado es el de espiras útiles y a éste hay que añadir las espiras o partes de ellas que se aplanan o rectifican para que el muelle se apoye perfectamente sobre la culata y el platillo de retención.

Los cálculos deben de completarse con el cálculo de la longitud libre del muelle, es decir, la longitud sin carga (L), para lo cual ya podemos utilizar la fórmula dada anteriormente.

Trabajos prácticos con los muelles de válvula

En el anterior apartado hemos visto la forma de llevar a cabo el cálculo de los muelles de válvula. El resultado de este cálculo puede sernos de utilidad para tener una idea aproximada, en primer lugar, de si el tipo de muelle que lleva el motor de origen está en condiciones de prestarnos servicio cuando el motor mejorado alcance un mayor número de r/m; pero también para ver qué clase de muelle podría sustituirle, en caso de que no presentara el de origen las necesarias garantías.

Por desgracia, no es ni fácil ni económico hacerse fabricar muelles especiales que respondan a las condiciones precisas que puedan sernos útiles en un momento determinado de nuestro proyecto de mejoramiento de un motor. Una buena solución es ver qué otros motores de los que existen en el mercado pueden disponer de unos muelles cuyas cualidades se avengan con mayor aproximación a nuestras necesidades y hacer uso de ellos para nuestro motor preparado.

Sin embargo, es importante tener en cuenta que los muelles de válvula, una vez montados en su válvula correspondiente y en posición de reposo (la válvula sobre su asiento), presenten, entre espira y espira, una separación que sea, al menos, de entre 0,25 a 0,30 mm, como indica la figura 17.

Si no se da esta circunstancia se puede acudir a fresar los últimos hilos de apoyo o acudir al empleo de otro tipo de muelles que cumplan esta exigencia.

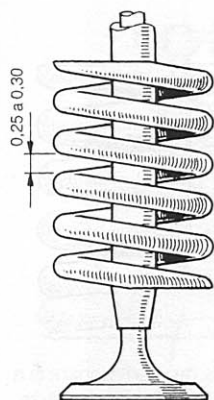


Figura 17. Distancia de seguridad que deben guardar entre sí las espiras de los muelles cuando la válvula está completamente abierta.

El objetivo de esta separación es impedir que las espiras lleguen a tocarse cada vez que la válvula alcanza su máxima alzada. Si recibieran este golpe durante los miles de veces que los muelles han de flexarse, la rotura de los mismos podría entrar dentro de lo posible y causar los daños que son de imaginar cuando una válvula queda suelta en plena marcha del motor.

Si el motor de origen no va provisto de doble muelle en cada una de sus válvulas, se ha de proceder al montaje de este equipo, indispensable para un motor preparado para cualquier tipo de carreras que quiera ser competitivo.

Muelles de válvula dobles

El movimiento, rápido y constante, con el que los muelles de válvula han de desarrollar su trabajo puede ocasionar, sobre todo en determinados momentos del mismo, una serie de ondas de resonancia consistentes en que las espiras de los muelles no se separan y acercan de una forma natural sino que lo hacen como recibiendo un onda de choque que actúa sobre dos más o espiras al mismo tiempo; con ello, la separación entre las espiras se produce como si dos de éstas formaran un solo cuerpo. Explicaremos este fenómeno por medio de la figura 18.

En determinado momento de su funcionamiento, un muelle de válvula que gira a gran velocidad puede comportarse de modo que dos de sus espiras (1). se junten y trabajen sincronizadas (fig. 18).

El siguiente paso de esta acción de compresión del muelle será el mostrado en el dibujo (2), en donde la onda de resonancia pasa a las espiras centrales; como puede verse, finalmente la onda de resonancia se transferirá a las espiras de la zona baja (3), volviendo de nuevo a la parte superior.

En estas condiciones, el accionamiento de la válvula se vuelve errático e incluso es fácil que se produzca la rotura de los muelles por choque al recibir la carga de la leva en el momento en que se están distendiendo. Este defecto, muy perturbador, debe ser evitado para que las válvulas funcionen con la regularidad que de ellas se espera.

Una solución consiste en adaptar a las válvulas dos tipos diferentes de muelles helicoidales, colocados concéntricos y dotados de diferentes valores de flexibilidad y de dimensiones. Las frecuencias propias de estos muelles son diferentes entre sí y, en consecuencia, cada uno amortiguará las posibles vibraciones del otro.

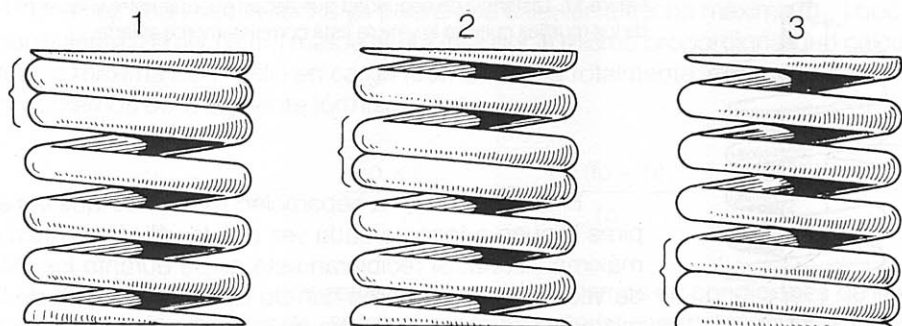


Figura 18. Los dibujos tratan de representar gráficamente cómo se produce el paso de una resonancia a través de los hilos el muelle. (1) los dos hilos más altos trabajan al mismo tiempo. (2) la onda se desplaza seguidamente a los dos hilos intermedios. (3) la onda llega hasta los hilos posteriores.

La disposición adoptada en el caso de muelles dobles se ve en la figura 19.

Puede observarse en esta figura que el sentido de arrollamiento de la hélice es contrario en uno y otro muelle, lo cual tiene por objeto evitar que las espiras puedan interferirse.

Podría decirse, pues, que equipar con dobles muelles las válvulas de un motor mejorado es casi indispensable.

Este sistema cuenta, además, con la ventaja de evitar la caída de la válvula en el interior de la cámara de combustión en caso de rotura del muelle (la válvula está doblemente sujeta por cada uno de los muelles) de modo que el uso de doble muelle es más que aconsejable.

Comprobaciones antes del montaje de los muelles

Una vez obtenidos los muelles que van a equipar nuestro nuevo motor, y antes de proceder a su instalación, es necesario efectuar las operaciones de verificación siguientes:

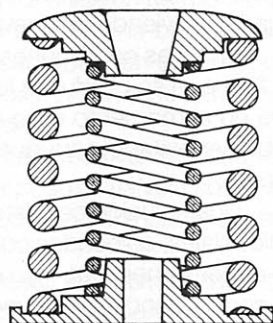


Figura 19. Colocación, en un montaje de doble muelle, de los muelles que sujetan la válvula.

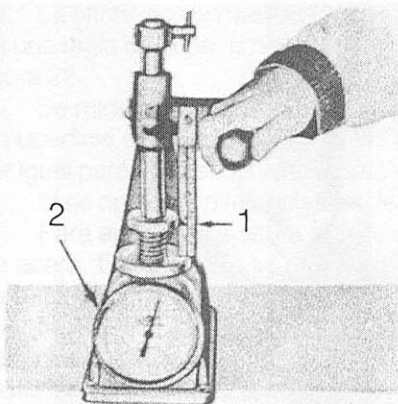


Figura 20. Aparato para la verificación de muelles de válvula. (1) escala de longitud. (2) dinamómetro para la lectura de la carga ejercida con la palanca.

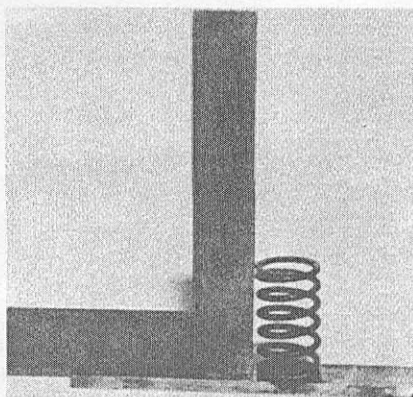


Figura 21. Comprobación del alineado o escuadrado de un muelle por el intermedio de una escuadra de precisión.

Primera. Medición de la flecha libre y verificación de la flexibilidad

Para este trabajo se debe emplear un apartado especial que toma nota de estos dos valores al mismo tiempo. En la figura 20 puede verse uno de ellos. Se coloca el muelle sobre una plataforma, y un índice (1) marcará, sobre la escala de longitud, el valor del muelle distendido, es decir, en reposo.

A continuación se hace presión con la palanca de mano del aparato de verificación y en el reloj de carga (2) se leerá el valor de la presión ejercida.

Los valores de los muelles se determinan de acuerdo con el grosor del hilo y las características del muelle; pero los controles suelen hacerse comprobando la altura del muelle cuando es sometido a una carga de alrededor de los 39 kg para los muelles exteriores y bajo una carga de 15 kg para los interiores, los cuales son, lógicamente, mucho más blandos.

Segunda. Alineación de los muelles

La alineación de los muelles se lleva a cabo con la ayuda de una escuadra (fig. 21).

Se ha de conseguir, en esta posición, que los bordes de todos los hilos toquen la superficie de medición de la escuadra para asegurarse de que el eje ideal del muelle no esté doblado. Si el muelle trabaja en malas condiciones de perpendicularidad con respecto al vástago de la válvula, aseguraremos que la trayectoria de la misma sea correcta y no se ejerzan tensiones que deformen el orificio de la guía o el propio vástago de la válvula.

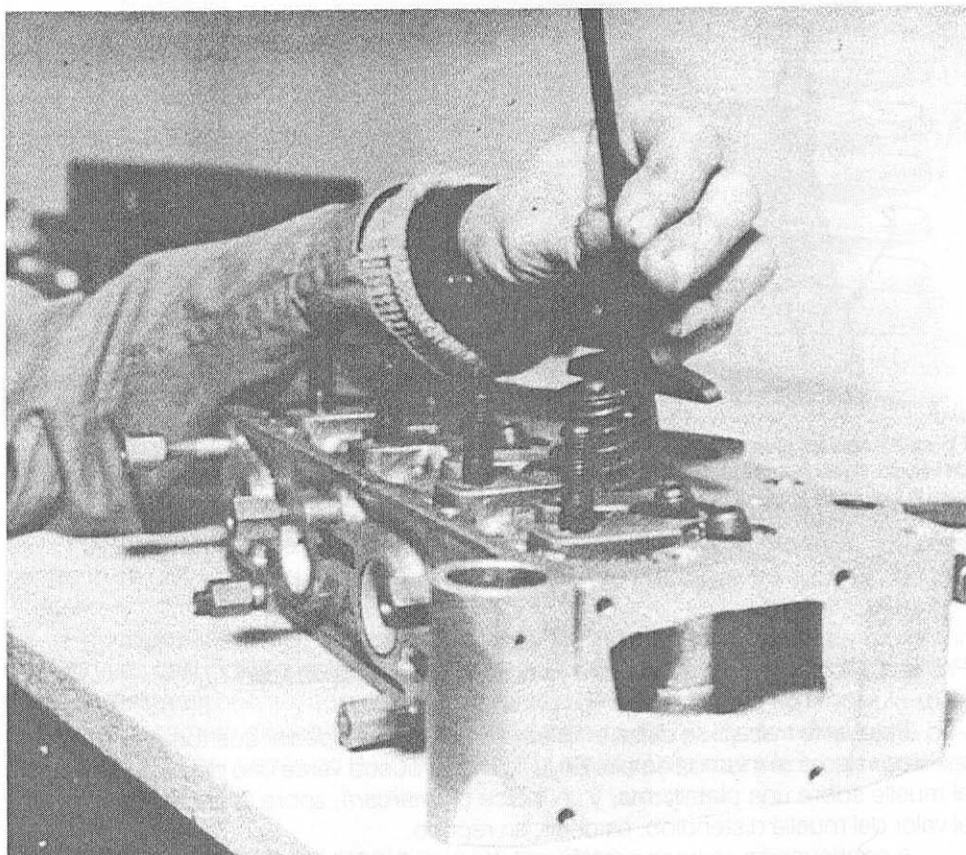


Figura 22. Medición de la altura del muelle de válvula, una vez instalado, con la ayuda de un mirafondos.

Tercera. Comprobación de la altura de los muelles

La comprobación de la altura de los muelles, una vez montados y después de que las válvulas y sus asientos hayan sido sometidos a operaciones de rectificado, fresado y esmerilado, es muy conveniente para asegurar el correcto funcionamiento de los trenes de válvulas. Este detalle puede ser el origen de un montaje deficiente que puede ocasionar pérdidas de potencia en el motor preparado.

Las operaciones de fresado y rectificado a las que aludimos, y que se han hecho previamente en muchas válvulas de motores preparados para competición, hacen que el extremo de los vástagos de las válvulas sobresalga en exceso a través de las guías. La altura del muelle de la válvula que esté rehundida, una vez montado éste, puede ser mayor de la normal, y la fuerza de compresión del muelle puede, con ello, reducirse hasta el extremo de que el movimiento de la válvula se altere cuando el motor trate de desarrollar altos regímenes de giro.

La altura de los muelles de la válvula montados es fácil de verificar con la ayuda de una regla de acero o de un mirafondos, actuando de la forma que se aprecia en la figura 22.

Se mide desde el punto en el cual el muelle toca la superficie de la culata hasta la superficie de contacto del muelle con el platillo de retención. El resultado deberá ser igual para todo el conjunto de válvulas de cada especialidad, admisión o escape.

Si se aprecian diferencias se deberá proceder a ajustar la altura de los muelles.

Para ajustar esta altura se suele proceder a la instalación de calzas especiales de acero. Estas calzas se colocan entre las superficies de contacto del muelle y el material de la culata.

No debe utilizarse más calzas o espaciadores que la cantidad mínima requerida para que la altura de montaje coincida con la adecuada para la tensión de reposo de todas las válvulas (siempre haciendo la prueba con la válvula cerrada).

La mayoría de fabricantes de válvulas sugieren que la punta del vástago se rectifique cuando el vástago sobresale excesivamente a través de la guía. Sin embargo, en la preparación de motores de competición debe tenerse en cuenta que sólo una parte muy pequeña del grueso del extremo de los vástagos se halla endurecida, por cuya razón no debe, en ningún caso, rebajarse más de 0,25 mm en la punta.

Éstas son las tres importantes consideraciones finales que hay que hacer en lo que respecta al tema de los muelles de válvula.

A continuación, vamos a dar paso a otro importante estudio del motor, el relativo al sistema de accionamiento de las válvulas, y estudiaremos también los trabajos a realizar en el árbol o eje de levas. El tema, pues, de la «respiración» del motor, se verá complementado en el próximo capítulo 8.

8. Accionamiento de las válvulas. El eje de levas

Antes de entrar de lleno en el tema del presente capítulo es conveniente realizar una serie de consideraciones previas sobre la importancia del sistema de distribución ya que bien puede decirse que un estudio a fondo del momento en que las válvulas deben abrirse y cerrarse y el tiempo en el que ellas permanecen en estas condiciones, puede aportar —de ser el estudio acertado—, los mayores beneficios de potencia a un motor mejorado ya que el sistema de distribución tiene una influencia máxima en la eficacia del llenado de los cilindros y, por consiguiente, en el rendimiento de cada una de las cámaras de combustión.

Es sabido que, desde un punto de vista teórico, la válvula de admisión, por ejemplo, debe abrirse en el momento en que el pistón se encuentra en el P.M.S. y cerrarse en cuanto el pistón se encuentre en P.M.I. De esta manera tenemos que, durante un giro de 180° del cigüeñal (en un motor de cuatro tiempos) la mezcla estará entrando en el interior del cilindro y el llenado será, siempre desde el punto de vista teórico, correcto.

Sin embargo, todo mecánico sabe que esto no es verdad en la práctica. En efecto: En primer lugar, las válvulas no se abren instantáneamente sino que lo hacen siguiendo el perfil de la leva que las empuja. El empuje de la leva va abriendo paulatinamente la válvula a medida que el pistón desciende, de modo que una válvula no se abre del todo casi hasta que el pistón está a media carrera de descenso. Esto es lo que trata de mostrarnos la figura 1, en donde cada una de las líneas verticales de distribución corresponde a un valor de 10° . Las flechas indican el movimiento de la válvula y, en consecuencia, el espacio que se va dejando a la mezcla para que pueda penetrar en el interior del cilindro durante el tiempo de admisión. Como puede verse, la superficie tramada resulta equivalente al tiempo en el que no penetra mezcla porque la válvula se lo impide.

Así pues, para conseguir llenar el cilindro no puede esperarse a la llegada e inflexión del pistón al P.M.I.S. ni tampoco puede cerrarse la válvula en el momento de

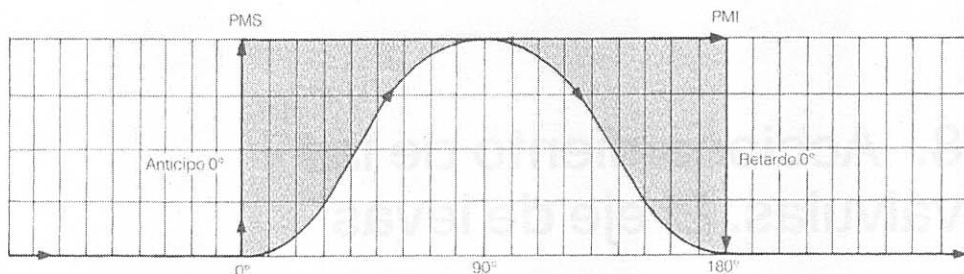


Figura 1. Gráfico del levantamiento de una válvula cuando actúa solamente 180° en una interpretación teórica del diagrama. La parte tramada de la superficie representa el tiempo en que el gas no puede entrar en el interior del cilindro.

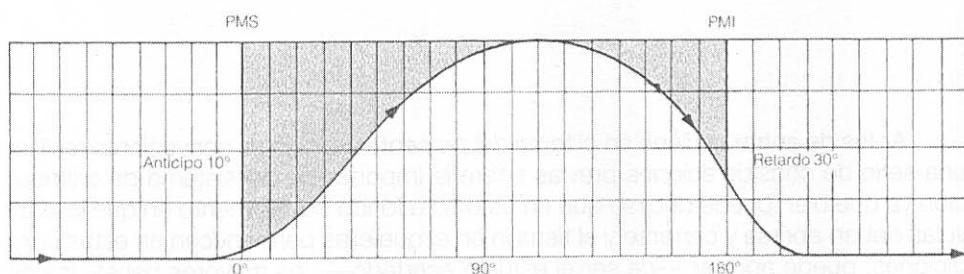


Figura 2. En el presente gráfico, en que la apertura de la válvula ha sido anticipada 10° y retardada 30°, el rendimiento del motor ha aumentado considerablemente, pues el tiempo de entrada de la mezcla hacia el cilindro ha sido notablemente aumentado.

la llegada al P.M.I. porque la pérdida de espacio para dejar paso a la mezcla sería obstaculizada; ya sabemos que la potencia sale de la mezcla combustible y que a mayor consumo de mezcla, mayor potencia.

En consecuencia, la disposición de las levas y el anclaje de éstas al árbol de levas debe poder permitir que las válvulas se abran *antes* de llegar el pistón a su P.M.I.S., con el fin de que en el momento inicial del descenso la válvula ya esté, por lo menos, parcialmente abierta; y, del mismo modo, que la válvula *no se cierre* en el mismo P.M.I.S. para aprovechar todavía, de esta forma, la inercia que ha adquirido la corriente de mezcla durante su entrada para vencer el vacío creado por el descenso del pistón.

En los motores comerciales poco apurados, esta modificación en el momento de apertura y cierre de las válvulas puede ser como vemos en la figura 2, en donde ya puede apreciarse fácilmente que la superficie de obstrucción al paso de la mezcla (zona tramada) ha quedado muy reducida. Lo ideal sería, por supuesto, una abertura y un cierre instantáneos de las válvulas, cosa que, desde un punto de vista mecánico y con la debida sincronización con el giro del cigüeñal, no se ha logrado todavía en los motores.

Hay que tener en cuenta, además, que a medida que el motor aumenta su velocidad de giro, tanto menor es el tiempo de que dispone para llenar el cilindro, de modo que los motores muy rápidos, con una distribución como la que hemos visto en la figura 2, no tendrían tiempo suficiente para llenar ni medianamente su cilindro con la mezcla entrada en ellos. La compresión sería pues muy baja y el resultado de la explosión poco efectivo, hasta el punto de que, cuanto mayor fuera su régimen de giro, tanto menor sería, proporcionalmente, su potencia.

Así pues, ya vemos que el trabajo en la zona de la distribución tiene una importancia sobresaliente ya que aquí es donde se pueden obtener los más favorables resultados en el trabajo de mejoramiento de un motor.

El diagrama de distribución

Puede sernos de gran utilidad disponer de un dibujo en donde se nos muestre la disposición de los momentos, en grados, en los que un motor abre y cierra sus válvulas. Esto se logra fácilmente por medio de un dibujo circular como el de la figura 3.

Aquí se representan los grados de giro del cigüeñal en los distintos cuatro tiempos del ciclo de un motor. Pero lo que se trata de destacar es el tiempo que las válvulas —de admisión y escape— permanecen abiertas, y el tiempo en que incluso

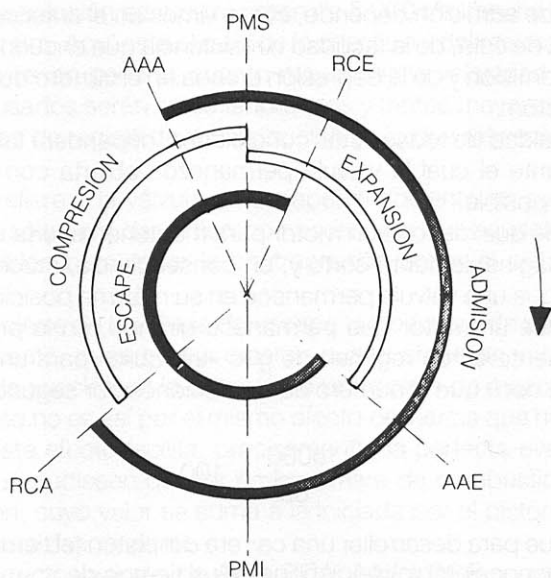


Figura 3. Diagrama de distribución de un motor hipotético mostrando todas las carreras de que consta su ciclo. (AAA) avance apertura admisión. (RCE) retraso cierre escape. (AAE) avance apertura escape. (RCA), retraso cierre admisión. (PMS) punto muerto superior del pistón. (PMI) punto muerto inferior.

permanecen abiertas al mismo tiempo las válvulas de admisión y las de escape, lo que se llama el *solape de las válvulas* o, también, el *cruce de válvulas*.

Ante este gráfico podemos deducir las siguientes cuestiones:

El valor de solape o ángulo de cruce de válvulas será igual a la suma del ángulo de avance de apertura de la válvula de admisión (que se representa con las letras AAA) más el retardo de cierre de la válvula de admisión (representado por las letras RCA).

Del mismo modo, también en la válvula de escape (parte central del gráfico) nos encontramos con el mismo efecto. La válvula de escape debe estar provista de un avance de apertura del escape (AAE) y de un retardo en el cierre del escape (RCE).

El retraso en el cierre de la válvula de admisión (RCA) y el adelanto en la apertura de la válvula de escape (AAE) no producen cruce de válvulas, pues entre ellos existe un giro del cigüeñal correspondiente a los tiempos de compresión y expansión, durante los cuales ambas válvulas permanecen cerradas.

Los valores de AAA, RCA, AAE y RCE de un motor se denominan cotas de reglaje de la administración y sus valores tienen la mayor importancia por las razones que exponemos a continuación.

Influencia de los avances y retardos en el motor

La cantidad de combustible preparada con mezcla de aire que puede penetrar por una válvula de admisión depende, como vimos en el anterior capítulo, de la sección de apertura de ésta, de la facilidad o resistencia que encuentren los gases en los conductos de admisión y de la depresión creada en el cilindro durante la carrera descendente del pistón.

Pero, a igualdad de todas estas condiciones, dependerá también, lógicamente, del tiempo durante el cual la válvula permanezca abierta con el máximo levantamiento o alzada posible.

El tiempo de que dispone un motor para mantener abierta una válvula de admisión resulta inimaginablemente corto y, en consecuencia, mucho más inimaginable es el tiempo en que una válvula permanece en su máxima posición de alzada.

Supongamos un motor que permanece girando, en la práctica, a 6.000 r/m (cosa muy frecuente en un régimen de giro «tranquilo» para un motor de competición). Ello quiere decir que el número de revoluciones por segundo será de:

$$\frac{6000}{60} = 100$$

Es decir, que para desarrollar una carrera del pistón (el tiempo que se precisaría para la admisión, por ejemplo) se dispone de un tiempo de

$$\frac{1}{100 \times 2} = 0,005 \text{ segundos}$$

Véase que en sólo cinco milésimas de segundo se tiene que acelerar las masas de una válvula, comprimir los muelles y volver a cerrarla.

Pero además, nos encontramos con el inconveniente adicional de que el pistón cuenta con la mínima de sus velocidades en el momento de pasar a vencer el P.M.S. para iniciar el descenso, de modo que la succión producida por depresión es, en este momento, bastante reducida.

Para aprovechar el breve tiempo de que se dispone y también el más pequeño indicio de depresión, la práctica aconseja adelantar el momento de abertura de la válvula de admisión para que ésta quede en condiciones de dejar paso a la mezcla en cuanto el pistón la requiera lo más mínimo.

Además, aunque aparentemente el retraso del cierre no mejoraría el llenado del cilindro (pues después del P.M.I. el pistón comienza a ascender y da la impresión de que podría expulsar la mezcla del cilindro si la válvula de admisión todavía permanece abierta), la inercia que los gases han adquirido es, en este momento, aún más fuerte que la presión que ejerce el pistón. Por tanto hay que saber encontrar el momento exacto en el que la inercia de entrada de la mezcla es superior a la fuerza de expulsión del pistón para cerrar inmediatamente la válvula cuando la fuerza del pistón la supere. Esto es lo que justifica el retardo en el cierre de la admisión (RCA).

El acierto en saber adoptar los grados de adelanto (AAA) y de retardo (RCA) en la admisión es la base de un rendimiento volumétrico perfecto del motor y, con ello, de la mayor potencia obtenida.

Ahora bien: El problema radica en que, según sea el régimen de giro, las condiciones favorables que determinan estos grados de adelanto y retraso cambian, de modo que una buena solución para un régimen de 5.000 r/m resulta imperfecto para un régimen de 7.000 r/m. Aquí está el *quid* de la cuestión y del mejoramiento del motor. Puede decirse que, en general, cuanto mayor sea la velocidad de régimen del motor tanto más acusados serán estos fenómenos y tantos mayores los valores deseables para las cotas de reglaje de la distribución en lo que respecta a la válvula de admisión.

Por lo que se refiere a la válvula de escape, el adelanto en su apertura (AAE) queda justificado no sólo para dar el tiempo necesario a la evacuación de los gases quemados sino también para evitar la contrapresión sobre el pistón y facilitar su apertura.

El retraso en el cierre de la válvula de escape también puede parecer aparentemente contraproducente, pues podría creerse que el cruce de válvulas produciría una disminución de la succión en la admisión o un escape de mezcla de combustible. Sin embargo, esto no es así por el mismo efecto de inercia que han adquirido los gases de escape. Este efecto facilita, precisamente, la perfecta evacuación de los gases quemados que pudiesen quedar en la cámara de combustión, a la vez que aumenta la depresión, cuyo valor se suma a la iniciada por el pistón cuando acaba de comenzar su carrera descendente.

Obtener los correctos valores de AAA, RCA, AAE y RCE no es un trabajo fácil sobre el que puedan, además, darse fórmulas matemáticas sencillas, pues son prácticamente infinitos los detalles que pueden influir en el correcto funcionamiento de un motor y también diferentes las prestaciones para las que un motor se destina.

Todo ello aúna un cúmulo de condicionantes que hacen difícil establecer consejos al respecto sin considerar previamente el tipo de motor de que se parte y el resultado final que se espera.

Sin embargo, lo que sí está claro es que un motor, cuando se destina exclusivamente a la competición, tiene que tener valores más grandes de cruce de válvulas que un motor comercial y también que un motor de competición, en estas condiciones, se volverá mucho menos dócil a bajas vueltas y será, por lo mismo, impracticable para el tráfico corriente de las ciudades e incluso de las carreteras concurridas.

La siguiente tabla proporciona información sobre unos valores corrientes de las cotas de distribución para los motores comerciales y para los motores rápidos. A través de esta información el mecánico preparador puede orientarse y establecer su punto de partida para escoger estos valores nuevos en el motor sobre el que está trabajando.

	Motores comerciales	Motores rápidos
Avance apertura admisión AAA	De 10° a 15°	De 12° a 40°
Retardo cierre admisión RCA	De 35° a 45°	De 40° a 80°
Avance apertura escape AAE	De 35° a 45°	De 40° a 80°
Retardo cierre escape RCE	De 10° a 15°	De 12° a 40°

En los motores de competición pura se llegan a alcanzar valores incluso más elevados, tanto para las cotas de reglaje como para el ángulo de apertura de la válvula de admisión, que puede llegar incluso a valores superiores a los 320° en total (la suma de AAA + 180 + RCA). E igualmente, el valor de solape o cruce de las válvulas puede adquirir valores de hasta 130°, pero este último valor hace que el motor funcione muy mal a bajas vueltas con considerable pérdida de potencia en este punto. Sin embargo, todo depende del destino para el que el motor se construya.

Los elementos que intervienen para modificar las cotas de la distribución va a ser el objeto del presente capítulo, separando cada una de las partes a través del siguiente programa:

- El árbol de levas.
- Elección de un árbol de levas.
- Elementos de accionamiento de las válvulas.
- Puesta a punto de la distribución.

De acuerdo con lo dicho, veamos primero lo relativo al árbol de levas y a las levas o excéntricas que contiene, que son las responsables del accionamiento de las válvulas. Por supuesto, estudiaremos estos elementos desde el punto de vista del preparador de motores de competición.

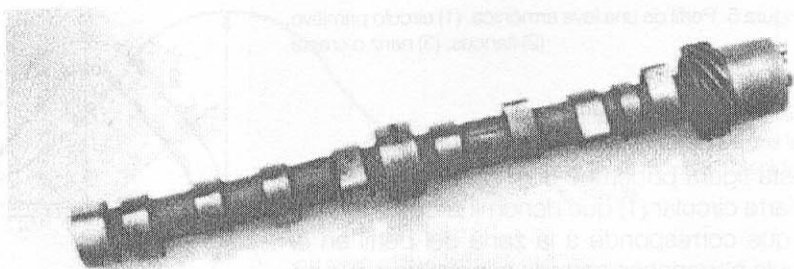


Figura 4. Eje de levas de un motor comercial de gran serie.

El árbol de levas

De todos es bien conocido el árbol de levas (fig. 4) como uno de los principales ejes del motor de explosión de cuatro tiempos. El eje de levas es el elemento destinado a controlar los momentos de apertura y cierre de las válvulas, ya sea por mediación de órganos intermediarios (balancines) o bien actuando directamente sobre las válvulas.

Por regla general, en los motores de tipo comercial se acostumbra a agrupar, sobre el mismo árbol, las levas que actúan en las válvulas de admisión y en las válvulas de escape, tal como es el caso que podemos contemplar en la citada figura 4. Pero en los motores de *sport* y de competición es más corriente servirse de dos árboles de levas en culata, conteniendo uno de ellos las levas de las válvulas de admisión y el otro las levas de las válvulas de escape. Esta técnica permite corregir separadamente la posición de los árboles para tratar de alcanzar experimentalmente el máximo rendimiento del motor, tal como veremos más adelante.

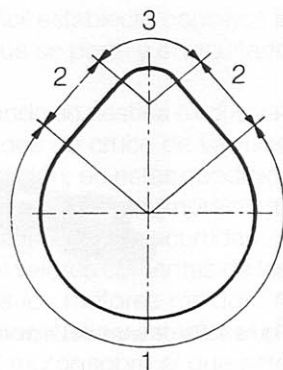
El perfil de las levas

A través de la forma del perfil o contorno de las levas o excéntricas se puede obtener una serie de modificaciones muy importantes en el comportamiento de la alzada de las válvulas, ya que de la forma de este perfil se deduce la regulación de la velocidad de apertura de las válvulas, el tiempo de permanencia de la válvula abierta, la altura de levantamiento, y la velocidad de cierre. Por lo tanto, el perfil influye decisivamente sobre el rendimiento, la velocidad de giro y la potencia del motor.

Así pues, gracias al perfil se determina el diagrama de distribución y las condiciones de funcionamiento de las levas. En consecuencia, si deseamos modificar tales condiciones nos veremos obligados a modificar el perfil de las levas.

En la figura 5 se puede ver un ejemplo de cómo es el perfil de una leva usada en automoción.

Figura 5. Perfil de una leva armónica. (1) círculo primitivo. (2) flancos. (3) nariz o cresta.



En esta figura podemos distinguir, en primer lugar, una parte circular (1) que denominaremos *círculo primitivo*, que corresponde a la zona del perfil en el que la válvula permanece cerrada suponiendo que no existe juego de taqués. Esta zona continúa por dos arcos de círculo de gran radio (2) a los que se les denomina *flancos*.

El perfil se cierra con otro arco de menor radio (3), la *nariz*, que determina el levantamiento máximo de la válvula, siendo igual a él si actúa directamente, o multiplicando o desmultiplicando según sea la relación de las longitudes de los brazos del balancín, cuando se emplea este elemento de accionamiento.

El gráfico de levantamiento de la válvula que correspondería a una leva con un perfil como el mostrado en la figura 5, puede verse en la figura 6. Este gráfico es semejante al que tuvimos ocasión de estudiar en las figuras 1 y 2 y se explica por sí mismo después de haber observado las citadas figuras anteriores.

Como puede observarse, el perfil de los flancos determina la zona de aceleración en el momento de apertura de la válvula y deceleración en el momento de cierre, y el perfil de la cresta o nariz determina la forma de la parte superior del gráfico de levantamiento de la válvula.

En la práctica, el radio de lo que hemos denominado «círculo primitivo» se rebaja lo necesario para compensar el juego del taqué y permitir el cierre de la válvula cuando el motor ya ha alcanzado su temperatura normal de régimen de funcionamiento. El círculo así obtenido se denomina *círculo reducido* y la unión de su perfil con el de los flancos se realiza mediante un arco de espiral al que se le llama *rampa de ataque*. Este tallado puede verse en la figura 7.

Las levas con el perfil trazado a base de arcos simétricos, del estilo de la que hemos visto en el perfil de la figura 5, se denominan de *perfil armónico*. En estos perfiles el movimiento de aceleración resulta constante. A regímenes bajos de rotación del motor, las levas de perfil armónico dan resultados suficientemente satisfactorios y, por su sencillez de cálculo y trazado, han sido ampliamente utilizadas en los motores de automoción.

Ahora bien: al producirse el aumento del régimen de revoluciones se han planteado cada vez más problemas en los motores equipados con este sistema. Por ejemplo, se han planteado problemas relacionados con la inercia de las válvulas y del tren de accionamiento de las mismas, así como con las deformaciones elásticas de éste.

Estos problemas se han tratado de resolver mediante la utilización de perfiles de levas de cálculo y diseño más complicados como, por ejemplo, la denominada leva «polydyne» o polinómica, en la que el perfil de la leva se presta a un control más

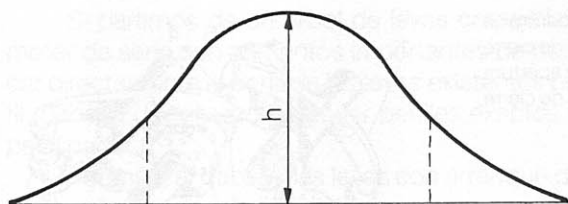


Figura 6. Gráfico del movimiento de levantamiento de una leva.
(h) altura máxima obtenida para la válvula.

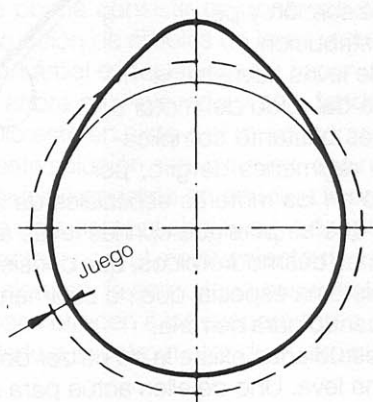


Figura 7. Perfil de una leva con el círculo reducido, es decir, labrado teniendo en cuenta el juego de taqué.

acusado de los momentos en que la aceleración de la alzada y la deceleración de la llegada al asiento deben ser más favorables para el motor en el que se trabaja.

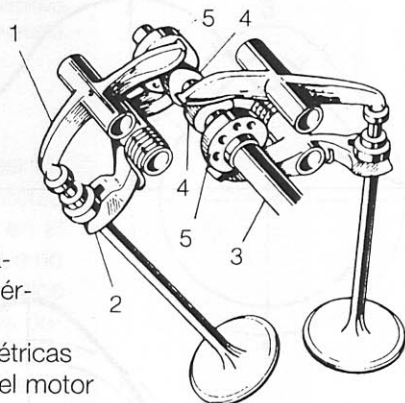
Otros factores, como las velocidades relativas de deslizamiento y rodadura entre la leva y su empujador, vienen a complicar aún más el problema del trazado del perfil y la consecución de una leva que produzca un funcionamiento satisfactorio de las válvulas especialmente a altos regímenes de giro del motor.

Levas asimétricas

Con el fin de obtener un movimiento controlado de las válvulas y una dinámica de las mismas que se avenga por completo a las necesidades del paso muy rápido de la corriente de gases, se han construido levas provistas de un perfil asimétrico, por medio de las cuales se logra un cierre rapidísimo de las válvulas con la menor pérdida de la carga del cilindro a través del escape en los momentos de cruce de válvulas. Como sabemos, éstos son los momentos críticos de un motor de competición, en los que se llega a valores de solape de válvulas del orden de los 150° o más, por lo que un cierre más rápido de lo normal en las válvulas puede permitir un cruce de válvulas más exagerado y con ello, un aprovechamiento máximo de la inercia de los gases.

Figura 8. Ejemplo de distribución desmodrómica.

- (1) balancín de apertura. (2) balancín de cierre.
(3) eje de levas. (4) leva de apertura.
(5) leva de cierre.



Las levas asimétricas permiten la instalación de unos muelles más blandos, con lo que se beneficia todo el mecanismo de accionamiento y se consigue una menor absorción y pérdida de potencia en la zona de la distribución.

En contrapartida, el sistema de levas asimétricas comporta un considerable aumento del ruido del motor y, además, el tallado de las levas es bastante complicado para adecuarse a todo tipo de regímenes de giro, por lo que esta solución se adopta sólo en los motores especiales de alta competición.

Para lograr el mismo objetivo que se persigue con las levas asimétricas se ha estudiado el desarrollo de los sistemas desmodrómicos, que consisten en eliminar el muelle de las válvulas y utilizar un sistema especial que no solamente actúa para levantar la válvula sino que sigue actuando para cerrarla.

Entre las muchas soluciones estudiadas existe la de utilizar dos balancines cuyas colas están en contacto con una leva. Uno de ellos actúa para abrir la válvula y, llegado el punto de máxima alzada, abandona su misión y la encomienda al segundo balancín para que éste se encargue del cierre de la válvula.

Un esquema de este tipo de distribución lo tenemos en la figura 8. Aquí podemos ver el balancín de apertura (1) y el de cierre (2). Por otra parte, tenemos el árbol de levas (3) en el cual, como es tradicional, se dispone de levas (4) especiales para el accionamiento constante de los dos balancines, de modo que cada válvula dispone de dos levas: la señalada (4) para la apertura de la válvula, y la señalada (5) para el cierre de la misma.

Este sistema desmodrómico permite la máxima exactitud en el control de todo desplazamiento de las válvulas y la obtención de una velocidad variable de las mismas según el momento de la carrera. Además, su consumo de potencia es mínimo con respecto al que necesita un sistema de muelles.

Desde el punto de vista del preparador de motores, muchas de estas adaptaciones resultan prácticamente imposibles de realizar y sólo pueden hacerse desde un gabinete de prototipos de una fábrica; sin embargo creemos que el mecánico debe estar al corriente de todas las técnicas y posibilidades.

Elección de un árbol de levas

Hasta el presente hemos estudiado las características generales que presentan los árboles de levas junto con sus mismas levas, todo ello de cara a su utilización en competición.

Si partimos de un árbol de levas comercial, nuestra posibilidad de mejorar el motor de serie con aumentos importantes de potencia queda muy reducida. Modificar directamente el perfil de las levas existentes puede ser tan complicado como inútil, dada la dificultad de obtener perfiles exactos en todas las levas y de obtener un perfil perfecto.

Además, al trabajar las levas con arranque de material, estamos destruyendo el endurecimiento superficial de sus rampas por cementado y templado, con lo que el árbol ya no tendrá utilidad práctica, pues si lo aplicamos a un motor su destrucción sería inmediata.

La solución podría consistir en ponernos en contacto con un taller especializado en la construcción de árboles de levas y presentar allí nuestro diseño para que nos construyan un árbol especial. O sea: hacer un árbol nuevo. Ello es posible pero el precio resulta ahora muy elevado y sólo tendremos constancia de nuestro éxito cuando el vehículo esté en pista o el motor sometido a un banco de pruebas, por lo que es fácil que esta solución sea, a su vez, una ruina económica.

La mejor solución consiste en acudir a la compra de árboles de levas estrictamente fabricados para competición, a cuya especialidad se dedican muchas empresas de kits de montaje para el mejoramiento de los motores. Entre las españolas podemos citar por ejemplo, la acreditada casa IRESA, de Lérida. A la vista del catálogo que estas empresas ofrecen a los preparadores, podemos ver el árbol que nos interese más y acoplarlo a nuestro motor de nuevo cuño.

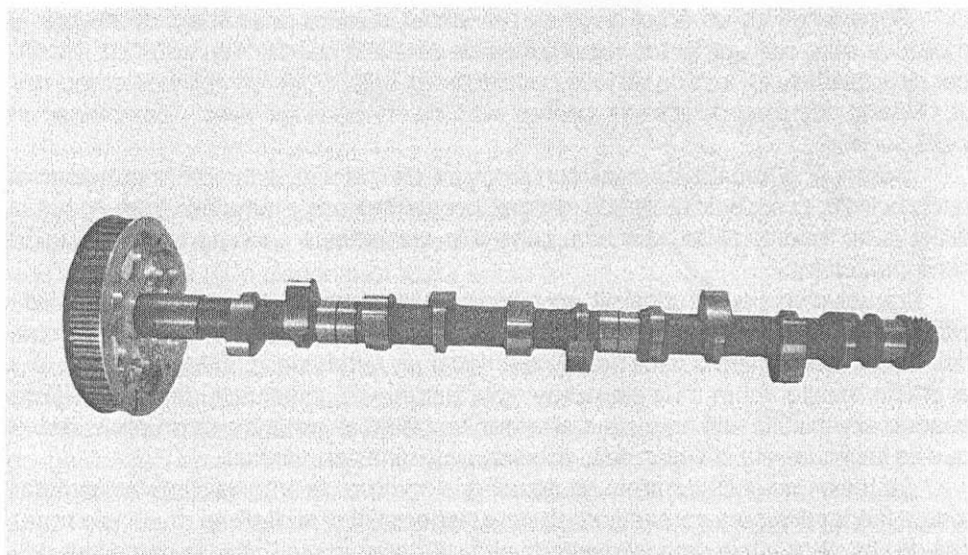
Adaptación de un árbol de levas

Cuando se trata de preparar un motor para la competición quiere decir que se pretende obtener un motor lo más potente posible y, a poder ser, más potente que cualquiera de la competencia que parta de las mismas condiciones establecidas por el reglamento. Para conseguir este objetivo no hay más remedio que asumir riesgos y en el árbol de levas tenemos uno de ellos.

La elección del árbol de levas comporta un planteamiento previo sobre hasta dónde se pretende llegar en la preparación del motor, y también hay que tener en cuenta el tipo de piloto que va a conducir el vehículo resultante de la preparación. Ello se debe a que la modificación de la distribución comporta, a la vez que un aumento de potencia, un traslado de los valores de par máximo dentro de la escala del régimen de giro, lo que puede hacer que el vehículo adquiera, de forma automática, unas características de conducción muy diferentes y, en ocasiones muy complicadas.

Contrariamente a lo que pueda parecer, a medida que aumentamos la potencia en los altos regímenes de giro y hacemos que el motor entregue su potencia entre 7.000 y 10.000 r/m, por ejemplo, (y ello podemos lograrlo con la aplicación de un buen cruce de válvulas) estamos desmereciendo la potencia en los bajos regímenes del motor.

En efecto: No ya el régimen de ralentí mantenido a las 1.000 r/m, sino la misma posibilidad de arranque del motor deben aumentar con el régimen, de modo que el



Árbol de levas para motor de competición dotado de un gran cruce de válvulas.

motor de arranque ya no nos sirve para la puesta en marcha ni siquiera en el caso de que el motor eléctrico gire a 800 r/m. Por lo menos necesitaríamos que el motor de arranque fuera capaz de hacer girar al motor térmico a velocidades mínimas de alrededor de las 2.000 r/m, por lo que la puesta en marcha práctica solamente se podrá realizar empujando el vehículo.

Por otra parte, la conducción se complica de una manera extraordinaria cuando solamente tenemos potencia entre 7.000 y 10.000 r/m, pues hay que utilizar inexcusablemente el cambio de velocidades y tener mucho cuidado de no bajar de las 7.000 r/m porque a partir de aquí nos quedamos sin potencia.

Todos estos defectos y virtudes se deben a la modificación drástica de los ángulos de las levas, es decir, a la elección del árbol de levas. Por lo tanto, se ha de tener un conocimiento muy exacto, en este aspecto, de lo que se pretende con los trabajos de preparación que estamos llevando a cabo.

De una forma empírica podemos dar al lector una orientación sobre este interesante tema, que puede servirle de punto de partida para sus adaptaciones de árboles de levas más o menos cruzados.

No obstante, antes de dar estas orientaciones, conviene establecer cómo se denominan los árboles de levas de acuerdo con sus valores de avance y retraso.

Generalmente, los árboles de levas se denominan de acuerdo con sus valores de avance y retraso, nombrando primero la admisión y comenzando por el avance de ésta; y luego el escape, comenzando también por el avance de apertura del escape y terminando por su retraso. Así, tenemos que un árbol de levas que se deno-

mine 40-80-80-40 se refiere a lo mismo que nos indica la figura 9, en donde tenemos una representación del diagrama de distribución. Los valores reflejados son los siguientes:

AAA = avance apertura admisión: 40° antes del P.M.S.

RCA = retraso cierre admisión: 80° después del P.M.I.

AAE = avance apertura escape: 80° antes del P.M.I.

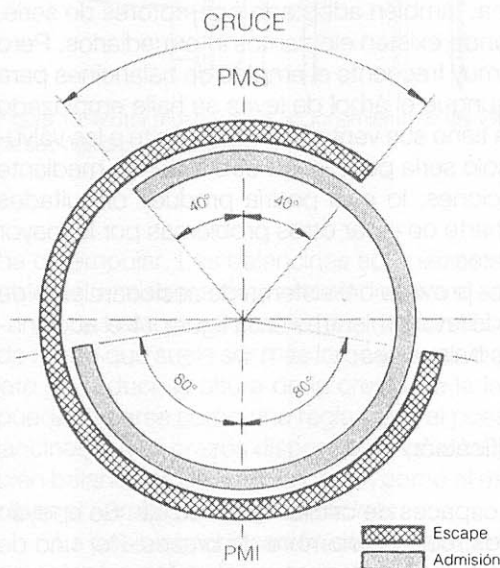
RCE = retraso cierre escape: 40° después del P.M.S.

De acuerdo con esta denominación pasemos a ver la forma de partida para escoger un determinado tipo de árbol de levas de acuerdo con los beneficios que se pretendan.

Automóviles trucados

Si el aumento de potencia que se pretende es, sencillamente, un trucaje para un motor de serie que ha de desenvolverse con preferencia en un tráfico de carretera y no en el urbano, una solución que no ocasionará problemas, contendrá un aumento de consumo moderado y aumentará ligeramente la potencia, puede consistir en aumentar 5° todos los valores iniciales del gráfico de distribución.

Por ejemplo, si el motor de serie dispone de un árbol de levas de 25-65-65-25, como puede ser más o menos frecuente en motores comerciales rápidos, se puede acudir sin demasiados problemas a decantarse por aplicarle un árbol de levas de 30-70-70-30. Si la alimentación ha sido corregida para mejorar el paso de la mezcla por los conductos, el aumento de potencia puede ser favorable y la conducción no va a perder sus virtudes.



Automóviles de rally

En este apartado es preciso conseguir una considerable aportación de potencia para mostrarse competitivo con los demás vehículos que participan en la prueba. Podemos, en principio, decidimos por un árbol de levas que se encuentre en valores de 40-75-75-40 o 40-80-80-40.

Figura 9. Diagrama de distribución de un motor de competición provisto de árbol de levas de 40-80-80-40. Obsérvese que el cruce de válvulas es de 80°.

Con estos árboles de levas tendremos que el régimen de utilización se encontrará del orden de 3.000 r/m más arriba. La conducción se hace más difícil pero el aumento de potencia, si se han efectuado los demás trabajos de mejoramiento, puede ser considerable.

Automóviles de velocidad

Cuando lo que se pretende es conseguir un motor con el máximo poder de potencia, que se mantengan en el terreno de utilización alrededor de las 10.000 r/m se puede llegar a utilizar árboles de levas con valores de hasta 50-80-80-50. Estos motores no disponen de potencia alguna por debajo de las 6.000 r/m o más, de modo que son absolutamente inoperantes fuera del circuito.

A partir de estos valores, el preparador podrá comprobar los resultados obtenidos y realizar diferentes modificaciones, hasta conseguir el más perfecto diagrama para su motor. Por supuesto, si ello le es posible y puede disponer de varios árboles de levas a elección hasta conseguir exactamente lo que busca.

Elementos de accionamiento de las válvulas

La preparación de un motor no termina con los trabajos en el árbol de levas y lo que hemos visto con respecto a las válvulas en el anterior capítulo. Hemos de contar también con el elemento intermediario de empuje entre las levas y las válvulas para ver qué es lo que puede hacerse con estos elementos desde el punto de vista de su mejoramiento.

Por lo general, en las monturas de competición, las levas actúan directamente sobre la cola de las válvulas. Este sistema, también adoptado por motores de serie, anula toda la inercia que se produce cuando existen elementos intermediarios. Pero esta solución no es la única; es también muy frecuente el empleo de balancines para transmitir el movimiento a las válvulas, aunque el árbol de levas se halle emplazado en la misma culata. Esta técnica también tiene sus ventajas pues permite a las válvulas una altura de levantamiento tal que sólo sería posible, en otro sistema, mediante el empleo de levas de grandes proporciones, lo cual podría producir dificultades constructivas en el conjunto del árbol, aparte de crear otros problemas por la mayor velocidad relativa de las superficies rozantes.

En la figura 10 puede verse un motor provisto del sistema de accionamiento de las válvulas directamente desde el árbol de levas, mientras en la figura 11 el accionamiento se hace por el intermedio de unos balancines.

Sobre los balancines y su posible modificación

Los balancines son unas palancas capaces de oscilar sobre su eje. Se apoyan por el centro y cada uno de sus extremos recibe el nombre de brazos. Por uno de sus brazos reciben el empuje que trasladan por el otro extremo al elemento que se

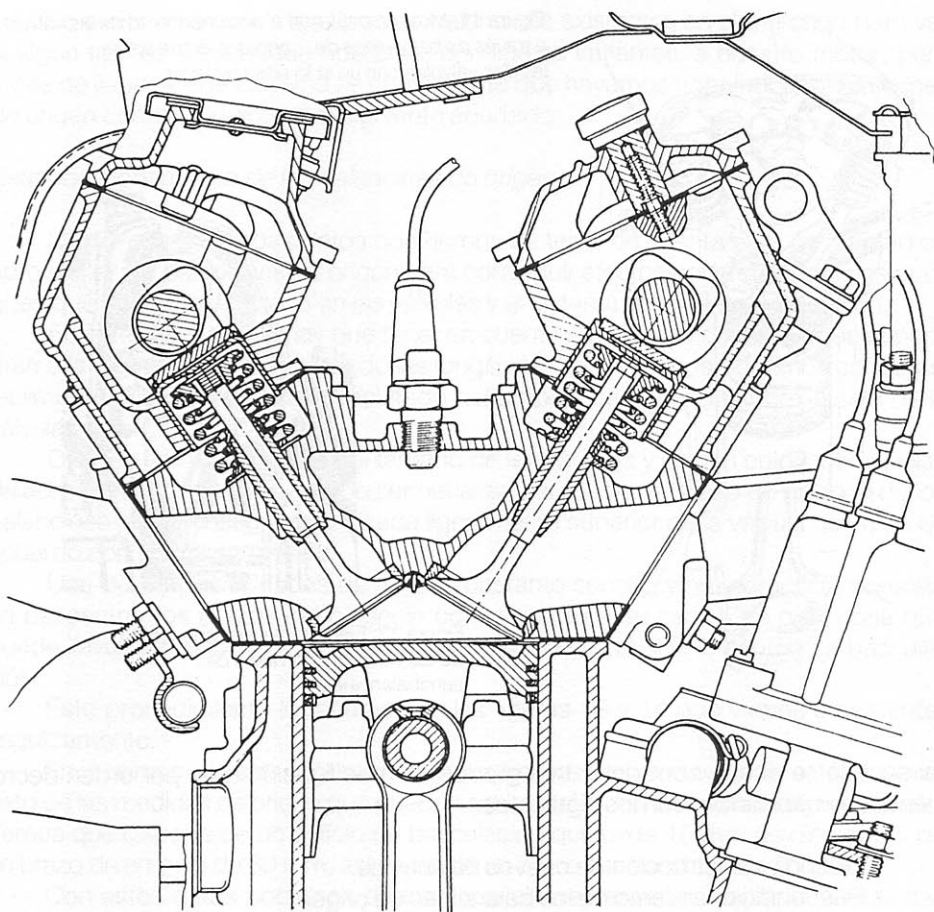


Figura 10. Motor mostrando el accionamiento de las válvulas directamente desde las levas de cada uno de sus dos árboles de levas.

ha de empujar. Los balancines son piezas intermediarias bien conocidas, ya que se trata de un sistema muy extendido para el accionamiento de las válvulas.

Los balancines suelen tener las longitudes de los dos brazos de diferente valor, de modo que suele ser más largo el brazo que actúa sobre la cola de la válvula, al objeto de reducir la altura de la cresta de la leva. Sin embargo, esta característica no puede tomarse como una regla general puesto que existen motores que poseen balancines cuyos brazos disponen de igual longitud para ambos brazos, así como también balancines de un solo brazo, como el mostrado en la figura 12, en cuyo caso reciben el nombre de *semibalancines*.

La posible modificación de los balancines con objeto de conseguir un aumento de potencia del motor guarda relación con el grado de mejoramiento pretendido. En

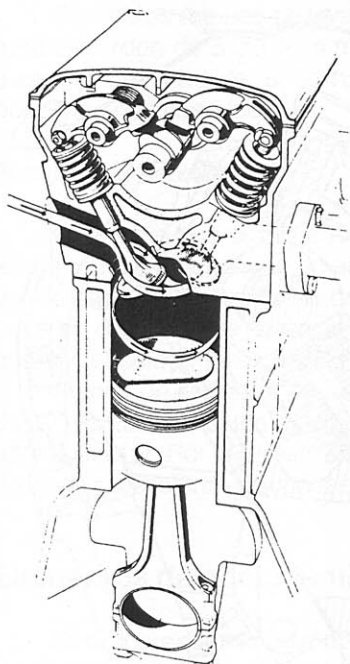


Figura 11. Motor mostrando el accionamiento de las válvulas a través de balancines de modo que actúa sobre las dos válvulas con un solo árbol de levas.

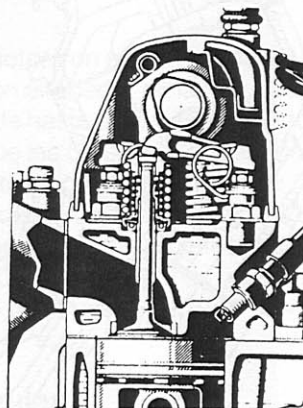


Figura 12. Ejemplo del accionamiento de las válvulas por medio de semibalancines.

tal sentido se puede considerar tres grados de modificación que, por orden decreciente de importancia, son los siguientes:

- Diseño y construcción de nuevos balancines.
- Reacondicionamiento de los balancines de origen.
- Aligeramiento de los balancines por construcción de otros de aleaciones ligeras.

Veamos por separado los trabajos aconsejables para cada uno de los casos expuestos.

Diseño y construcción de nuevos balancines

Cuando se realice una transformación sustancial de un motor y se intervenga a fondo sobre el sistema de distribución, puede ser necesario variar también el tipo de balancín. En este caso, como es lógico, el diseño del nuevo balancín deberá estar de acuerdo con las modificaciones adoptadas en todo el resto de la distribución, por lo que se tendrá que estudiar atentamente los valores de longitud de los brazos y, de acuerdo con esta medida, pasar a realizar unos balancines nuevos.

La construcción de balancines especiales presenta algunos problemas ya que hay que acudir a talleres especializados y su coste se presenta por encima de lo previsto.

Lo mejor es acudir a los tipos de balancines existentes en el mercado para ver si algún tipo de ellos puede aplicarse, con ligeras variantes, a nuestro motor, pero antes de llegar a este extremo es conveniente que hayamos trabajado los balancines de origen como se indica en el siguiente apartado.

Reacondicionamiento de los balancines de origen

Uno de los primeros puntos que hemos de tener en cuenta es la posibilidad de aprovechar los balancines de origen para conseguir efectos coherentes con los retoques que se hayan realizado en las válvulas y el sistema general de distribución.

En este caso, lo que hay que tener en cuenta es el efecto de alzada que impondrán a la válvula, pues modificando las longitudes de los brazos podemos conseguir fácilmente aumentar la alzada resultado del empuje del balancín sobre la cola de la válvula.

Cuando se ha modificado el tamaño de las válvulas y se han colocado válvulas de admisión más grandes, puede ser necesario aumentar el brazo de palanca de los balancines para conseguir una alzada ligeramente superior de la válvula que esté de acuerdo con su mayor tamaño.

Una de las posibilidades de actuar, bastante sencilla y muy práctica, consiste en descentrar los brazos del balancín con respecto a su centro de giro, cosa que puede llevarse a cabo mediante el truco de actuar en el orificio central de basculación.

Este procedimiento lo tenemos en las figuras 13 y 14 que vamos a comentar seguidamente.

En la primera de estas figuras nos encontramos con a un balancín estándar provisto de las medidas de origen que pueden ser las del motor que estamos preparando. Vemos que dispone de un orificio de basculación que mide 10 mm de diámetro y de un brazo de empuje de 30 mm, así como de un brazo intermediario de 20 mm.

Con estos datos podemos deducir que el levantamiento real de la válvula (Lv) será el equivalente a la relación de alzada de la leva (Al) más la relación existente entre el brazo empujador (Be) y el intermediario (Bi). De ello podemos deducir que:

$$Lv = Al \times \frac{Be}{Bi}$$

Si la leva de este motor que ponemos de ejemplo tuviera una alzada de 8 mm, podríamos calcular el valor real de la alzada de la válvula de la siguiente forma, de acuerdo con la anterior fórmula:

$$Lv = 8 \times \frac{30}{20} = 12 \text{ mm de alzada}$$

Como puede deducirse de esta fórmula, en cuanto variemos la relación entre los brazos obtendremos también aumentos o disminuciones del levantamiento de la válvula (Lv).

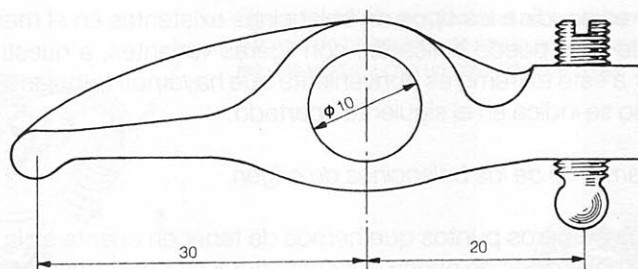


Figura 13. Esquema de un balancín de un motor comercial que nos sirve de ejemplo para el cálculo y de base para nuestro trabajo de modificación.

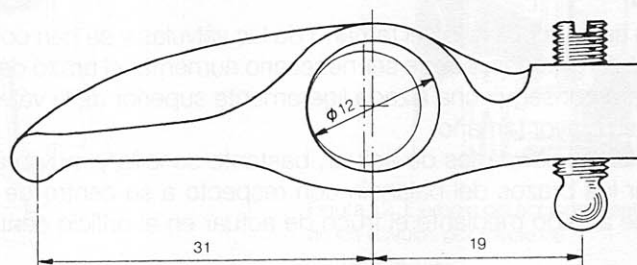


Figura 14. Modificación de los valores de la relación entre el brazo de empuje y el intermediario una vez desplazado el orificio de basculación.

De este modo, si procedemos a realizar un nuevo taladrado del orificio de basculación del balancín aprovechando esta circunstancia para descentrarlo, podremos conseguir efectos como el mostrado en la figura 14. Aquí vemos también que la relación entre los brazos ha cambiado.

Aplicando, en este caso, la misma fórmula que acabamos de ver, tenemos que, por el solo hecho de realizar esta operación en los balancines, la medida de alzada de la válvula, es decir, su levantamiento (L_v) queda modificado en el siguiente sentido, manteniendo por supuesto la misma leva en el árbol de levas:

$$L_v = 8 \times \frac{31}{19} = 13,05 \text{ mm de alzada}$$

La válvula se abre ahora un milímetro más que en el caso anterior.

Estos mismos cálculos pueden servirnos también en el caso de que tengamos que diseñar un balancín nuevo, tal como en el caso anterior.

El aumento de tamaño del orificio de basculación del balancín es aprovechado por muchos preparadores para dotarlo de un cojinete de agujas muy pequeño que

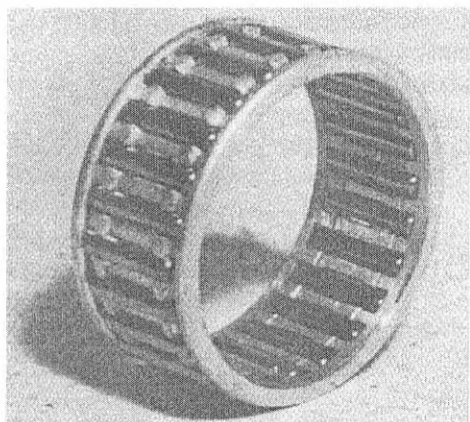


Figura 15. Cojinete de agujas con jaula separadora para aplicar a los orificios de basculación de los balancines.

pueda suplir, por una parte, el espacio perdido en la operación de aumento de diámetro del orificio en el balancín (para ser ajustado a un mismo eje de balancines) pero también para conseguir que los balancines no puedan agarrotarse y se deslicen con suma suavidad sobre el eje de balancines. Un cojinete de agujas de este tipo puede verse en la figura 15.

Con respecto al reacondicionamiento de los balancines de origen solamente debemos añadir la conveniencia, en todos los casos, de pulimentar su superficie al efecto de aumentar su penetración en la atmósfera del cárter de distribución y también para facilitar el escurrido rápido del aceite que se deposita sobre ellos, sistema por el cual se logra que el balancín evacue con mayor facilidad el calor y, en consecuencia, mejore su refrigeración.

También este sistema reduce un poco el peso del balancín, lo que significa una menor inercia en las masa móviles, ganancia que siempre es digna de ser aprovechada.

Aligeramiento de los balancines por construcción de otros de aleaciones ligeras

Ya hemos tratado sobre los beneficios que presenta, para conseguir un considerable aumento de régimen de giro, el aligeramiento de todas aquellas piezas que están sometidas a movimiento en un motor. En el caso de la distribución, ocurre lo mismo.

Muchos preparadores de motores acuden a la técnica de fabricarse por sí mismos nuevos balancines, cosa que no resulta difícil a pocos medios y conocimientos que se tengan sobre las técnicas de mecanización de metales o del trabajo de fundido de los mismos. En este caso, se trata de reproducir una pieza de forma conocida con un material distinto.

Se puede partir de piezas de la aleación ligera adecuada, fundidas y tratadas térmicamente, lo cual requerirá la construcción previa de un «modelo» y la colaboración de talleres de fundición y tratamientos térmicos especializados, además de la subsiguiente mecanización de las piezas así obtenidas.

Otra posibilidad es partir de material laminado y tratado, y obtener la forma por diversos procesos de mecanizado y ajuste tradicionales.

De hecho, siempre existe la posibilidad de la fabricación de cualquiera de las piezas que podamos necesitar en el nuevo motor, cosa que podemos hacer encomendando el trabajo a los especialistas. Muchas veces, si las piezas a realizar no tienen formas muy complicadas ni precisan de materiales de unas características muy específicas, la solución de encargar su fabricación a talleres de mecánica podrá servirnos y no va a desequilibrar nuestro presupuesto. Ésta es una alternativa intermedia entre la compra de la misma pieza a casas que comercializan piezas de competición, y el aprovechamiento de piezas más o menos similares que existan en el mercado.

Puesta a punto de la distribución

Los motores de serie van provistos de marcas en los engranajes de accionamiento de la distribución, mediante las cuales, en el caso de tener que desmontar los engranajes, éstos pueden ser montados de nuevo posteriormente con la misma exactitud en la posición relativa en la que se hallaban antes, de modo que el reglaje de la distribución vuelva a quedar fijado en la misma exacta posición que había determinado el constructor originalmente.

Un ejemplo de la situación ocupada por estas marcas la tenemos en el motor que nos muestra la figura 16.

Por lo general se trata de golpes de granete (a) que deben encararse entre sí, entre los engranajes que se enfrentan. Si estas marcas coinciden en todas las ruedas es señal de que, automáticamente, los árboles de levas están sincronizados con el movimiento del cigüeñal y, por lo mismo, con todos y cada uno de los pistones.

Cuando se procede a una modificación sustancial de un motor de serie en el que se lleva a cabo cambios en el reglaje de la distribución será necesario efectuar la puesta a punto sin la existencia de marcas de referencia (pues las que existan ya no nos sirven) por lo que tendremos, además, que grabar nuevas marcas en los engranajes para facilitar los posibles y seguros desmontajes y montajes que se producirán durante la vida útil del motor en la competición.

Para realizar la puesta a punto deberá partirse del nuevo diagrama de distribución, el cual viene determinado por los diferentes valores de AAA, RCA, AAE y RCE que ahora posea el árbol (o árboles) de levas que hemos adoptado para llevar a cabo nuestra preparación. Así pues, si a un motor de serie relativamente tranquilo le hemos colocado el árbol de levas del diagrama de la figura 9, la puesta a punto de la distribución debe reconsiderarse y modificarse.

El estudio del nuevo diagrama de distribución nos indica la posición angular de la muñequilla del cigüeñal en el instante en que debe comenzar la apertura de la válvula de admisión y la de escape, según el caso.

Cuando se trate del caso de un motor provisto de un solo árbol de levas bastará con poner a punto este árbol para que todo el conjunto quede ajustado; pero si el motor dispone de dos árboles de levas (tanto si se trata de un árbol para las válvu-

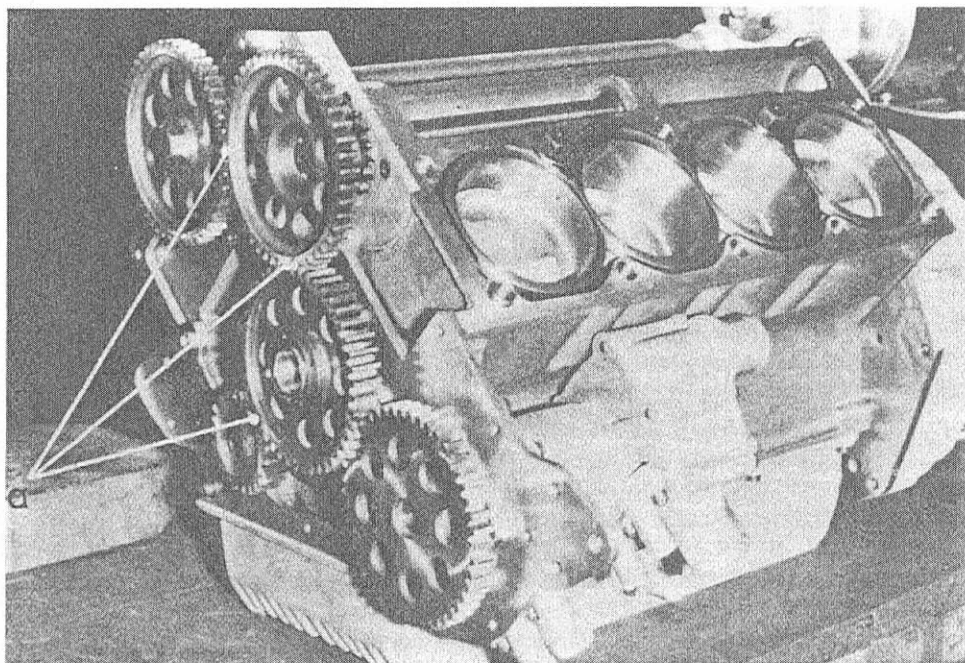


Figura 16. Motor mostrando sus engranajes para el accionamiento de la distribución. En los puntos indicados por *a* se encuentran las marcas de coincidencia para la correcta puesta a punto de la distribución durante cualquier posterior montaje.

las de admisión y otro para las de escape, como si son árboles diferentes para dos líneas de cilindros en los motores en V) se tendrá que trabajar para poner a punto todos los árboles, teniendo en cuenta la posición relativa de las levas y el orden de encendido.

Hechas estas consideraciones previas las operaciones a realizar y el orden de las mismas es el siguiente:

Primera. Se sitúa el pistón del primer cilindro en un punto de su carrera fácilmente referenciable que determine exactamente el punto muerto superior. Para lograr esta situación, se hace girar a mano el cigüeñal hasta llegar al P.M.S. del primer cilindro.

Ahora se señala en el material del bloque y la corona del volante las señales de coincidencia. En la figura 17 podemos ver señaladas (1) la marca realizada en el material del bloque y (2) la señal en el diente que coincide.

Para evitar toda confusión posible, la señal en la corona debe realizarse en el centro exacto de la cabeza de un diente y marcarse con la indicación «PMS» o, sencillamente, con un «0».

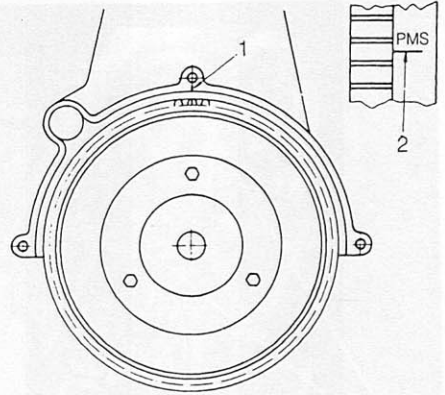


Figura 17. Marcas de sincronización del P.M.S. entre el cigüeñal y los pistones.
(1) marca fija en el material del bloque.
(2) marca móvil en la corona del volante de inercia.

Segunda. Se hace girar el cigüeñal en sentido contrario al de funcionamiento, con un valor angular equivalente a un número exacto de dientes de la corona lo más próximo posible al ángulo de AAA.

Para calcular este ángulo y el número de dientes correspondiente, dividiremos los 360° de que se compone toda circunferencia por el número total de dientes de la corona. El resultado será el ángulo de giro correspondiente al paso de un diente de la corona.

Dividiendo ahora el valor angular de AAA por el resultado de grados que posee un diente, obtendremos una segura orientación sobre el número de dientes que deberemos girar el volante para que coincida con la marca de P.M.S grabada en el material del bloque (1) en la figura 17.

Generalmente el resultado de esta última operación no nos dará un número exacto de dientes sino que quedará alguna fracción. Sin embargo, es más cómodo y preciso girar el número entero de dientes y tener en cuenta los grados de giro que resten para corregir este detalle en el posicionamiento del árbol de levas que efectuaremos después.

Aclaración sobre este punto:

Es importante que quede muy claro cuanto acabamos de decir sobre el procedimiento de colocar el avance (o posición AAA). Lo mejor será, a este respecto, poner un ejemplo.

Supongamos que nuestro árbol de levas es un 38-76-76-38. Tenemos que el AAA será, pues, de 38° .

Por otro lado contamos los dientes de la corona del volante y vemos que dispone de 108 dientes. Éstos son los datos previos del problema.

El primer lugar, deberemos ver cuántos grados corresponden a cada diente.

Sabiendo que la totalidad del volante siempre dispone de 360°, cada uno de los dientes tendrá:

$$\frac{360}{108} = 3,33 \text{ o } 3^{\circ} 20'$$

Por lo tanto, a los 38° de AAA les deberá corresponder una cantidad de dientes igual a:

$$\frac{38}{3,33} = 11,40 \text{ dientes}$$

lo que equivale a 11 dientes más 0,40 de diente. Multiplicando este 0,40 por 3,333 nos da 1,33 grados, lo que equivale a 1° 20'. (Operamos con decimales para hacer el cálculo más comprensible y sencillo pero también puede operarse directamente con grados y el resultado será el mismo.)

Una vez conocido el número de dientes (que, como hemos visto depende siempre del número de dientes de la corona) hemos de voltear el volante 11 dientes de la corona en sentido contrario al de funcionamiento. De esta forma, el primer pistón quedará posicionado en un punto que corresponderá a 36° 40' antes del P.M.S. Por otra parte, retendremos en la memoria el valor de 1° 20' para operar con este valor en el posicionamiento del árbol de levas.

Si utilizamos un árbol de levas con valores como 40-80-80-40, el número de dientes sería, en esta misma corona, de 12, por lo que no se tendría que tener en cuenta ningún otro condicionamiento, al dar el cálculo anterior un resultado exacto.

Tercera. En la figura 18 tenemos la forma de operar a continuación. Después de girar los dientes calculados se señalará la posición del volante con una marca en el diente correspondiente en coincidencia con la referencia marcada en el material

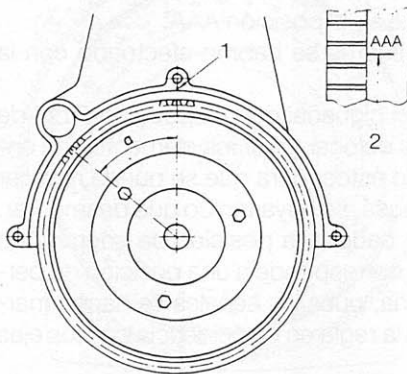
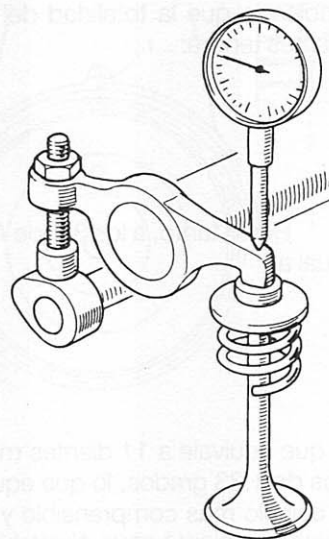


Figura 18. Marcas de sincronización del (AAA) entre el cigüeñal y los pistones.

- (1) marca fija en el material del bloque para el P.M.S.
- (2) marca móvil en la corona del volante de inercia.
- (a) ángulo de avance.

Figura 19. Disposición del comparador sobre el brazo de empuje del balancín para llevar a cabo el ajuste de sincronización del árbol de levas.



del bloque. Se señalará con las letras «AAA» o, simplificando, con «AA», tal como se indica (2) en la figura.

Manteniendo la posición de esta forma se instalará el árbol de levas en su posición de comienzo de apertura de admisión.

Cuarta. Ahora se gira el árbol de levas hasta que actúe sobre el empujador o sobre la cola de la válvula (según los casos) por la parte del círculo rebajado. Se procede al reglaje del juego de taqué y se coloca un comparador, ajustado a cero, con el palpador sobre el balancín (fig. 19), o sobre el platillo de retención de la válvula si la leva actúa sin el intermedio del balancín.

A continuación se hace girar el árbol de levas en su sentido de funcionamiento hasta que se aprecie el comienzo del movimiento de la aguja del comparador, lo que indica el instante en que comienza a actuar la rampa de ataque de la leva para la apertura de la válvula.

Si fijásemos en este punto el engranaje de la transmisión del accionamiento de la distribución con estas posiciones relativas al cigüeñal y árbol de levas, obtendríamos el AAA correspondiente a la posición del pistón señalada con el volante (es decir, en el ejemplo que pusimos antes sería de $36^{\circ} 40'$). Para salvar la diferencia de los $1^{\circ} 20'$ que nos quedaron pendientes y teniendo en cuenta que el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal, adelantaremos el giro del árbol de levas un valor equivalente a la mitad de la diferencia obtenida en el cálculo (por ejemplo, el valor de $1^{\circ} 20'$, que será igual a $60 + 20 = 80$ minutos, dividido por 2, nos dará un resultado de $40'$). Así pues, tendremos que adelantar en el árbol de levas estos 40 minutos que nos faltaban cuando calamos el volante en la posición AAA.

Quinta. Por supuesto, las operaciones anteriores se habrán efectuado con la transmisión de la distribución libre y sin engranar.

Conseguidas así las posiciones relativas del cigüeñal con respecto al árbol de levas para la posición AAA, se procederá ahora a colocar y fijar los elementos de engrane de la transmisión y a señalar las marcas de éstos, para que se pueda rehacer con facilidad el montaje cuando, por cualquier causa, se haya tenido que desmontar.

En las transmisiones de la distribución por cadena la posición de engrane no tiene mayor importancia, pero sí el hecho de que corresponde a una posición de perfecta tensión en el ramal de tracción de la cadena, pues las señales se hacen marcando unos trazos en las ruedas, guiándose con la regla en coincidencia con los ejes de las ruedas (fig. 20).

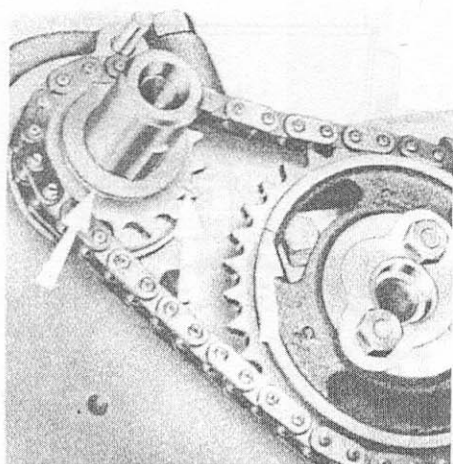


Figura 20. Marcas de reglaje colocadas en los piñones de accionamiento del árbol de levas y en el arrastre, en una distribución de accionamiento por cadena.

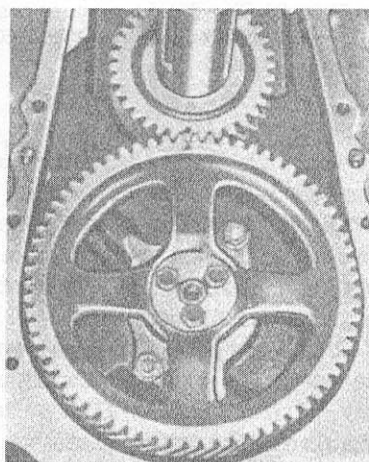


Figura 21. Marcas de reglaje en un mando de la distribución por medio de engranajes.

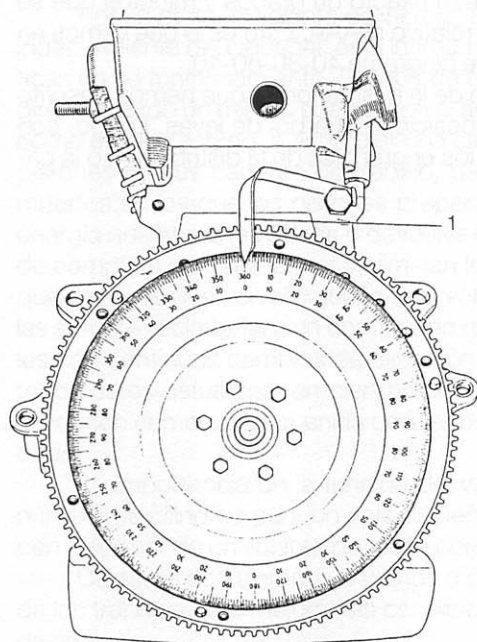


Figura 22. Utilización de un disco graduado para conocer exactamente los grados del avance y demás características del diagrama de distribución. (1) índice provisional que indica en P.M.S. del primer cilindro.

Por el contrario, en las transmisiones por engranajes, las diferentes ruedas se habrán de colocar de modo que los dientes en que se vaya a practicar las marcas estén completamente engranados (fig. 21), para que la reproducción de la posición después de un desmontaje pueda realizarse con toda exactitud y sin confusiones.

Éste es el sistema más exacto que podemos utilizar para llevar a cabo la puesta a punto de la distribución. La forma de contar los dientes y aplicarles a los mismos un valor en grados es perfectamente exacta, pero existe también la posibilidad de

Figura 23. Situación del volante en posición de AAA, para un árbol de levas de 40-80-80-40.

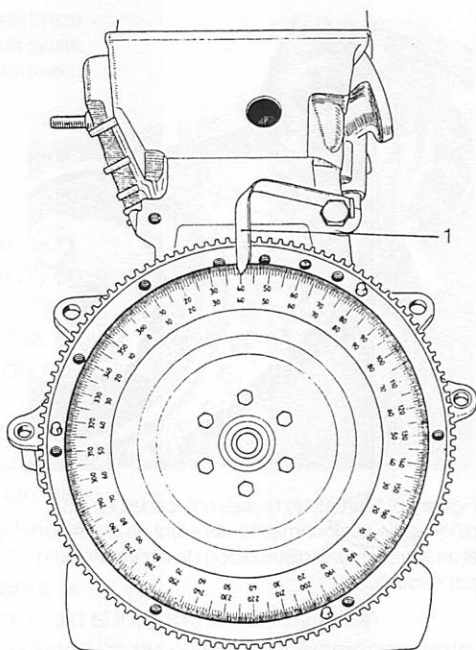
hacerse con un círculo graduado que se aplique sobre el volante y desde el cual podamos disponer de una segura orientación sobre los grados y minutos que podemos imprimirle al cigüeñal y a su accionamiento del árbol de levas.

En la figura 22 tenemos un ejemplo de la aplicación de este círculo graduado sobre un volante. Con un trozo de alambre o de plancha podemos hacernos un índice (1) que situaremos exactamente en el P.M.S.

Ahora montaremos el círculo graduado sobre el volante, haciendo que la graduación de 360 grados coincida con el índice en la posición del P.M.S. del primer cilindro.

A partir de este momento podremos girar el volante en el sentido contrario a la dirección de funcionamiento, el número exacto de grados y minutos que se indique en el diagrama de distribución, en lo relativo al AAA. Esto es lo que vemos en la figura 23 en un motor con árbol de levas de diagrama 40-80-80-40.

El resto de la operación debe realizarse de la misma forma que hemos descrito anteriormente, ajustando, por lo mismo, la posición del árbol de levas. Luego, con las dos posiciones bien caladas, se montan los engranajes de la distribución o la cadena de accionamiento.



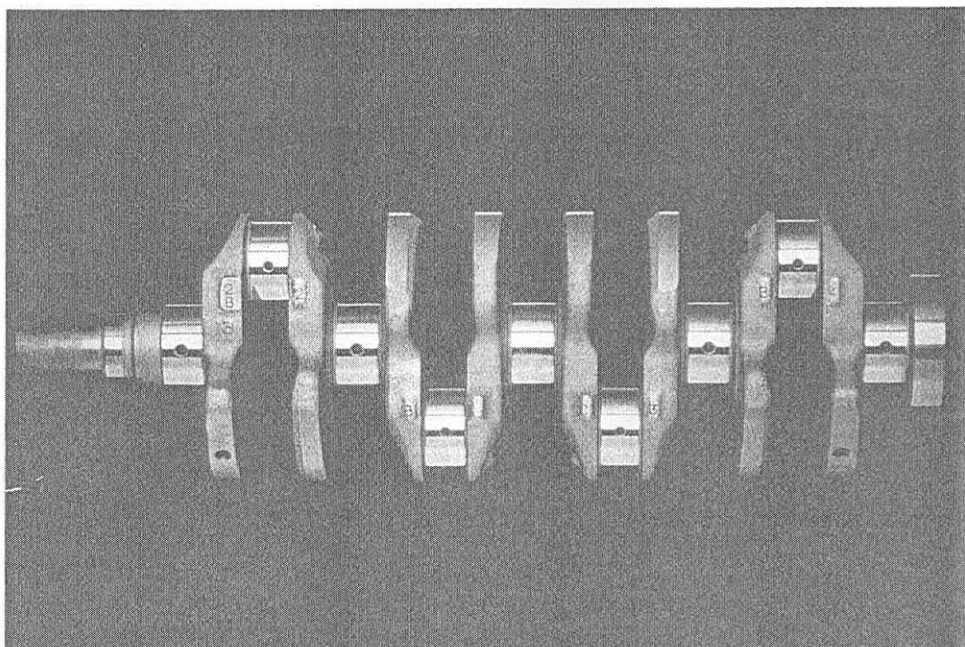
9. Cigüeñal y volante de inercia

El cigüeñal es una pieza básica del motor que, además de tener la facultad de centralizar toda la energía que le mandan todos y cada uno de los pistones durante cada una de sus combustiones, tiene la particularidad de convertir el movimiento rectilíneo de los pistones en movimiento rotatorio o circular, sistema mediante el cual es aprovechable la potencia cinética, que será mandada a los órganos de arrastre del vehículo.

Por su parte, el volante de inercia, aun cuando está construido como una pieza independiente del cigüeñal, está íntimamente relacionado con él y con las características de su funcionamiento. Prueba de ello es que el volante está fijado al cigüeñal y gira formando un mismo cuerpo con el árbol motor. La función del volante se reduce, como es bien sabido, a acumular una cierta cantidad de la energía generada por los pistones en sus carreras de trabajo, para devolverla después durante los tiempos muertos en los que los pistones preparan el tiempo de la combustión. Gracias a la energía que ahora les ofrece o devuelve el volante, el giro del cigüeñal resulta dotado de completa continuidad y se eliminan los momentos de aceleración y deceleración que se producirían en el cigüeñal si el volante no existiera. Además, el giro de las bielas somete al cigüeñal a un continuado golpeo que se traduce en esfuerzos torsionales con continuos cambios de dirección. La labor del volante consiste en estabilizar todos estos esfuerzos, en cierto modo anárquicos (además de repetitivos) que se producen como consecuencia de la energía entregada por los pistones a un eje acodado.

La importancia de la función del volante disminuye a medida que aumenta el número de cilindros para un solo cigüeñal, pero los motores de cuatro cilindros deben disponer de un volante de masa considerable.

De estos dos elementos vamos a ocuparnos en el presente capítulo, así como de los trabajos para mejorar las condiciones de funcionamiento a un mayor régimen de giro.



Cigüeñal para motor de competición.

El árbol cigüeñal y los trabajos de mejoramiento

Según la importancia del grado de mejora que hayamos logrado con nuestra intervención en la culata y en los pistones, el cigüeñal deberá revisarse para que se acomode a las nuevas condiciones de funcionamiento con las que va a encontrarse en lo sucesivo.

Los puntos principales por los que deberemos preocuparnos deberán ser los siguientes:

De una parte, tenemos la necesidad de adaptar las dimensiones del cigüeñal a las nuevas condiciones de funcionamiento impuestas. Esto nos llevará a considerar el dimensionado del cigüeñal.

De otra parte, deberemos estudiar todas las posibilidades a nuestro alcance para conseguir el aligeramiento del cigüeñal (y también del volante, como veremos más adelante).

Finalmente, será necesario acudir a realizar un equilibrio estático y dinámico del cigüeñal y de su volante para tener la seguridad de que estas piezas no adquirirán, durante su extraordinario giro a altas vueltas, perturbaciones que dificulten o desequilibren su giro.

Dimensionado del cigüeñal

Los modernos motores de serie han logrado un favorable diseño para todos sus cigüeñales, de modo que el trabajo que un preparador tiene que efectuar en esta pieza del motor no resulta, en general, muy importante.

El hecho de que todos los cigüeñales modernos dispongan de tantos apoyos como cilindros tiene el motor, más uno, los convierte en elementos que pueden resistir bien los esfuerzos a los que son sometidos, tanto de torsión como flexión, comprensión, etc., y los hace de una estructura muy equilibrada.

Sin embargo, sobre las muñequillas y los cuellos o gorriones del cigüeñal actúan, por una parte, fuerzas de inercia de los elementos del tren alternativo y, por otra, las generadas en los tiempos de compresión y trabajo de los pistones. Por lo tanto, al aumentar la velocidad de giro y la relación de compresión, los valores de todas estas fuerzas aumentarán según lo considerables que sean las modificaciones llevadas a término.

En lo que respecta a las fuerzas de inercia, éstas pueden ser las que menos aumenten, debido al trabajo de aligeramiento del motor que hemos visto en anteriores capítulos, pero, con todo, ya vemos que tampoco es el cigüeñal una pieza de la que no tengamos en absoluto que ocupar. Algo hemos de hacer con él y tanto más cuanto más a fondo haya sido elaborada nuestra preparación y el objetivo del vehículo al que va a propulsar nuestro motor mejorado.

Las mejoras del cigüeñal de serie en lo que respecta al conjunto de sus dimensiones tienen, por lo tanto, muy limitadas sus posibilidades.

Superficie de apoyo de las muñequillas

Una buena práctica consiste en aumentar la superficie de apoyo de las muñequillas y los cuellos del cigüeñal, con la pretensión de lograr reducir las sobrecargas que se establecen sobre los cojinetes, tanto en los de línea como en los de cabeza de biela.

Para lograr esta mayor superficie de apoyo se rebajan, por refrentado en el torno, las caras de unión de las manivelas o platos del cigüeñal con las muñequillas y cuellos.

En la figura 1 tenemos un caso en el que se ha trabajado en este sentido. Ambos dibujos corresponden a un mismo cigüeñal pero el señalado con (1) es el de serie, mientras el señalado con (2) corresponde al modelo que ha sido preparado para competición.

Obsérvese el ligero aumento en las dimensiones de cuellos y muñequillas y, por lo tanto, una mayor superficie de apoyo que permitirá la utilización de cojinetes ligeramente más anchos, lo que dará como resultado un reparto de las cargas menos crítico que en el caso de haber utilizado directamente el cigüeñal de serie tal como viene de fábrica. Los aumentos de las presiones por centímetro cuadrado quedan algo compensados al aumentar la superficie de apoyo.

Al realizar una modificación de este tipo debe cuidarse que la unión de las manivelas o platos y los cuellos o muñequillas se realice mediante un radio de unión o

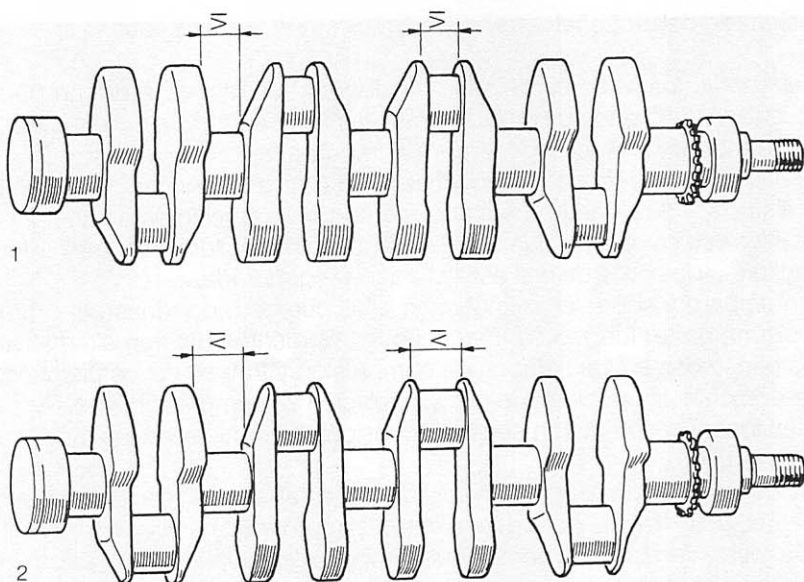


Figura 1. Comparación de dos cigüeñales idénticos, uno de ellos trabajado para el mejoramiento del motor. (1) cigüeñal de serie. (2) cigüeñal preparado con el ensanchamiento de sus cuellos y muñequillas más grandes.

acuerdo que en ningún caso presente un ángulo vivo. En la figura 2 tenemos un ejemplo. La presencia de un ángulo vivo, tal como se indica en (A), produciría, durante el funcionamiento del cigüeñal, una concentración de esfuerzos en el punto de unión de ambos planos que podría provocar relativamente rápidas roturas por fatiga. La solución de practicar un mecanizado a base de un radio de giro en esta zona, de la manera que se muestra en (B), soluciona en buena parte este inconveniente y aumenta la solidez del codo correspondiente.

En la figura 3 tenemos un dibujo que no deja dudas al respecto de este trabajo y su aplicación a lo largo de todos los apoyos y muñequillas de un cigüeñal.

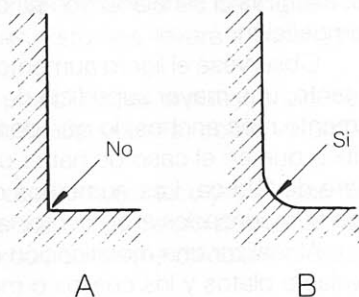


Figura 2. Radio de unión o de acuerdo entre plato y muñequilla.
(A) canto vivo (no aconsejable).
(B) radio de unión.

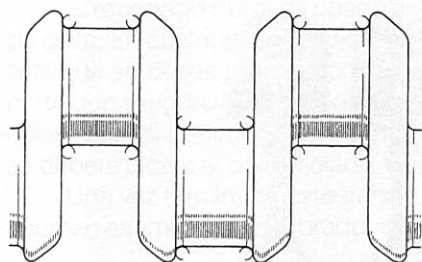


Figura 3. Trabajo de los radios de unión de las muñequillas y los cuellos en un cigüeñal preparado.

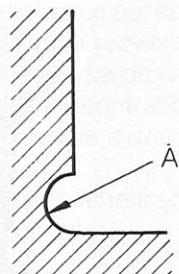


Figura 4. Otra forma de radio de unión o de acuerdo (A) que no modifica la posición de los cojinetes.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que nunca es aconsejable que el radio de unión sea inferior a $1/20$ del diámetro de la muñequilla.

Algunos preparadores, con el fin de que este mecanizado no haga disminuir la superficie útil de apoyo en el cojinete correspondiente, utilizan sistemas como el mostrado en la figura 4, en donde el radio de unión se mantiene angular pero no afecta a restar superficie de apoyo al cojinete.

Aligeramiento del cigüeñal

Una de las funciones encomendadas al cigüeñal y de las que participa también en gran medida el volante, es la de regularizar la forma cómo recibe la energía desde los pistones. Es un problema de inercia. Al acelerar el motor, la masa del cigüeñal y su volante ejercen un efecto retardador, pues parte de la energía puesta en juego para la aceleración será necesaria para vencer la inercia de estos órganos. Debido a ello, si deseamos que nuestro motor preparado disponga de una gran aceleración (o por lo menos, sensiblemente mayor que la original) deberemos reducir la masa del cigüeñal y también, como veremos muy pronto, del llamado volante de inercia.

El aligerado del cigüeñal comportará una pérdida de regularidad en el giro del motor y una mayor presencia de vibraciones, las cuales, sin embargo, se compensan en las zonas altas del régimen de giro para los motores en los que hemos de conseguir aumentar su número de r/m. Por lo tanto, el aligerado del cigüeñal hay que tomarlo en consideración según el tipo de motor que pretendamos obtener finalmente.

Si el mejoramiento debe realizarse para un automóvil de utilización mixta, el aligeramiento del cigüeñal debe ser bastante moderado; pero de no ser así, podemos aumentar los valores de pérdida de peso, según los casos, siempre con peligro de obtener un irregular funcionamiento en los «bajos» del motor.

Así, por ejemplo, si hemos rebajado un poco los cuellos y las muñequillas, ya habremos conseguido una ligera disminución del peso del cigüeñal, lo cual puede

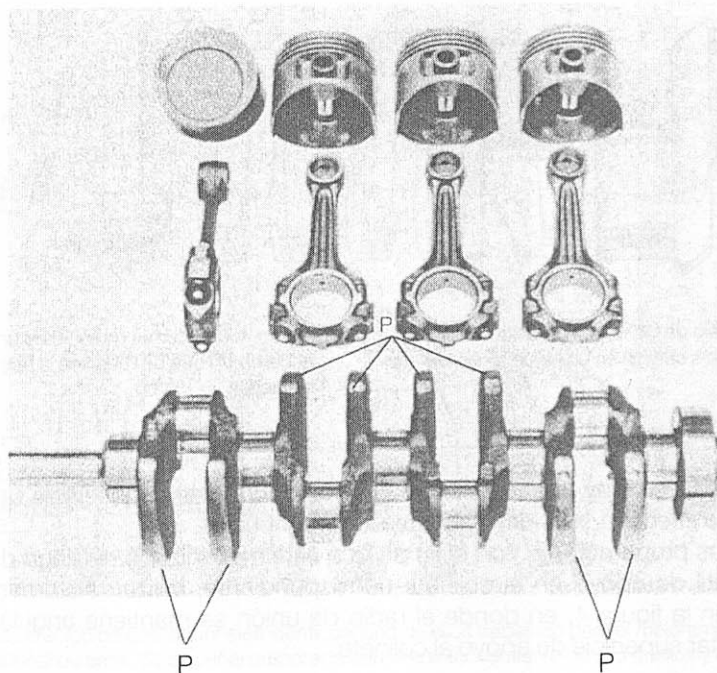


Figura 5. Cigüeñal de un motor rápido, de cinco apoyos y ocho contrapesos (P). En la parte alta de la foto, bielas y pistones de este mismo motor.

ser suficiente para según qué casos. Pero si nuestro objetivo se centra en un motor exclusivamente para competición podremos realizar espectaculares resultados reduciendo la masa de los contrapesos, cosa posible, siempre que en la modificación de que se trate se haya aligerado a fondo los otros órganos del tren alternativo.

Función de los contrapesos y posibilidad de aligeramiento

La principal función de los contrapesos es la de conseguir el equilibrio dinámico, no sólo de las fuerzas centrífugas de las manivelas y muñequillas del cigüeñal, sino también de las fuerzas de inercia y centrífugas producidas por el movimiento de las piezas del tren alternativo con él relacionadas, como son el pistón, el bulón, la biela, los cojinetes y los elementos de fijación de la biela.

Si al efectuar la modificación de un motor se aligera las piezas del tren alternativo y se aumenta el régimen de giro, pueden modificarse los contrapesos variando su forma, despojándolos de parte de su material y haciéndolos perder parte de su peso.

El aligeramiento de los contrapesos, (P) en la figura 5, puede llevarse a cabo por la eliminación de material por torneado de las caras laterales o por recortado del perfil; y también, naturalmente, por la unión de ambos procedimientos.

El recortado del perfil puede realizarse mediante amolado o por corte con sierra de cinta. En cualquiera de los casos es conveniente determinar previamente la forma final que se desea para los contrapesos resultantes y proveerse de una plantilla de corte que asegure un rebaje exactamente igual para todos los contrapesos. En cualquier caso, si la eliminación del peso se efectúa por serrado, la forma final definitiva se deberá alcanzar por amolado.

Una vez terminado este trabajo, todo cigüeñal retocado deberá someterse a un riguroso examen de equilibrado, tanto estático como dinámico.

El volante de inercia

Por lo que llevamos escrito refiriéndonos al cigüeñal, ya se habrá dado cuenta el mecánico de la importancia que ejerce el volante de inercia, fijado en un extremo del cigüeñal en un motor, aun cuando pueda frenar la rapidez de respuesta de unos pistones a la acción del conductor de oprimir el pedal del acelerador.

Por las mismas razones que el cigüeñal, el volante puede ser despojado de alguna parte de su peso en un valor tanto más importante cuanto menos importante haya sido el aligeramiento del cigüeñal. Su influencia se notará sobre todo en el régimen de ralentí. Con el volante de serie este régimen de mínimo podrá mantenerse mucho más firme que con un volante aligerado, hasta el punto de que deberemos forzosamente aumentar el régimen de mínimo, a veces por encima de las 2.000 r/m, si hemos aligerado el volante demasiado. Ello puede no tener la más mínima importancia en un motor en el que hemos trabajado mucho el cruce de válvulas y hemos conseguido desplazar los regímenes de potencia hasta la gama alta. La decisión sobre el aligeramiento del volante comporta tener en cuenta estos varios factores.

Además, hemos de añadir otro, que consiste en la distribución de las masas en el volante de inercia y que tiene una gran repercusión en su comportamiento.

Supongamos, por ejemplo, un volante como el mostrado en la figura 6. La acumulación de peso se efectúa, en este diseño, en la parte exterior (A), mientras la parte central (B) del volante se halla desprovista de una masa importante de material. El resultado práctico de este diseño es que el volante acumula mucha inercia en sus bordes (A) y, por lo tanto, resulta apto para motores lentos con una aceleración moderada.

Por el contrario, en la figura 7 tenemos un nuevo diseño, que tiene la particularidad de pesa exactamente lo mismo que el mostrado en la anterior figura 6. Sin embargo, su resultado práctico es totalmente diferente. La concentración de la mayor masa en el centro (B) acumula menos inercia y permite unas aceleraciones brillantes, sin dejar de ser el elemento regulador del giro del motor que su diseñador espera.

El primero de los volantes será para motores lentos, el segundo para motores rápidos.

Así pues, el peso que deberemos rebajar de un volante estará de acuerdo con el aumento de r/m previstas para el motor que preparamos y también por la forma que tenga de origen este volante. De cualquier modo, cabe recordar que el aligera-

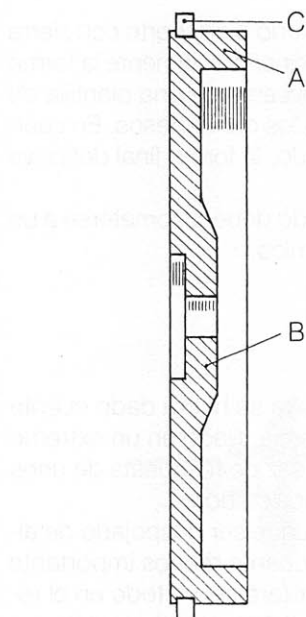


Figura 6. Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la masa en la periferia, propio para motores lentos, de poca aceleración. (A) llanta (B) núcleo central. (C) corona dentada.

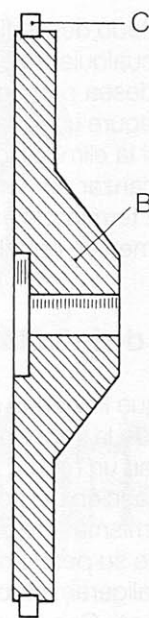


Figura 7. Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la masa en la parte central, propio para motores rápidos, de buena aceleración. (B) núcleo central.

miento de peso será tanto más efectivo cuanto mayor cantidad de material se quite de las zonas más exteriores o llanta del volante, teniendo siempre en cuenta no debilitar la zona de anclaje de la corona.

Recordando estos criterios, el aligeramiento del volante es una operación muy sencilla, dada la forma sin complicaciones que suelen presentar siempre estas piezas.

Si se trata de un volante como el que vimos en la figura 6, no cabe duda de que deberemos actuar recortando la zona de llanta en trozos iguales o superiores a los mostrados en la figura 8.

El aligeramiento puede ser muy considerable y muy efectivo, pues actuamos por la parte más exterior de la pieza.

En la figura 9 tenemos señalado, por medio de una zona tramada, las partes en las que es buena la posibilidad de extracción de material en volantes de este tipo. El criterio general, como puede verse, consiste en aligerar especialmente las partes exteriores y conservar en lo posible las masas del centro.

Cuando esta solución no es posible por tratarse de un volante que, ya de origen, dispone de poca llanta, suele rebajarse el material frontalmente, en la zona (A) de la figura 8.

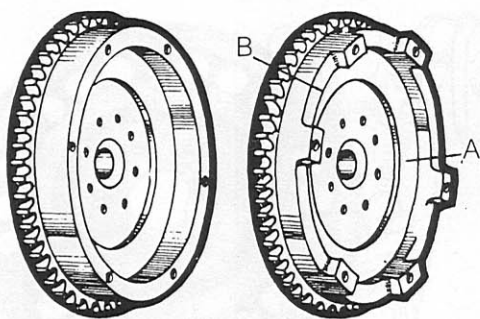


Figura 8. Lugares en donde es posible el aligeramiento de un volante de inercia. A la izquierda, volante original.

A la derecha, volante aligerado en las zonas A (frontal) y B (llanta).

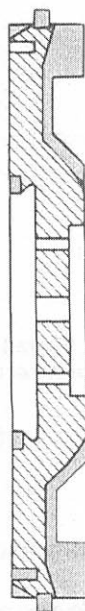


Figura 9. Vista en sección de un volante y lugares y formas en donde es posible actuar para rebajar el material.

La parte tramada corresponde a la parte de material aligerado.

No se debe perder de vista, de todos modos, que el volante, además de un acumulador de inercia, es el soporte del embrague y que, por lo mismo, es conveniente no debilitarlo, lo cual es diferente de la operación de quitarle peso. De poder ser, la solución más convincente es la que nos muestra la figura 7, es decir, la acumulación de material en el centro de giro para asegurar el traspaso de par motor al embrague y la reducción de sus valores de inercia por disponer de una zona de llanta muy ligera.

Para la determinación del peso de material a eliminar, como en tantas otras cosas en la preparación de motores, se suele proceder de forma empírica y experimental. Aunque la eliminación de peso del tren alternativo en general tiene mucho que decir sobre lo que le corresponde al volante en este aspecto, suele servir de punto de partida eliminar una cantidad de peso del volante en un porcentaje igual al aumento de la velocidad de giro que pretendemos obtener del motor modificado. Si el aumento de giro previsto es de un 33 %, por ejemplo, quizá podría partirse, como hipótesis de trabajo, de un aligeramiento del peso en un valor superior a un 16 % con respecto al peso inicial del volante.

Cuando la reducción de peso deba ser muy notable e importante, como puede ocurrir cuando se prepara un motor para alta competición de velocidad, los preparadores suelen acudir a practicar taladros en la parte más exterior del volante, de la forma que muestra la figura 10. Estos taladros no deben encontrarse en la zona de asentamiento del embrague y han de hallarse debidamente repartidos para mantener el equilibrio de la pieza.

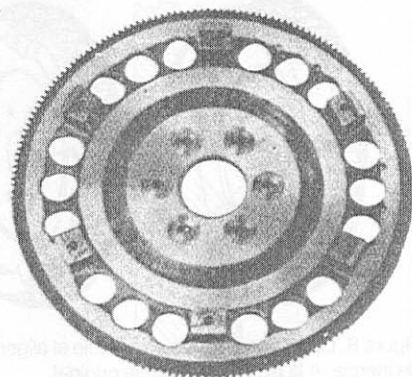


Figura 10. Volante para motor de alta velocidad, fuertemente aligerado por torneado de la llanta y la producción de taladros en el plato.

Equilibrado del cigüeñal y del volante

Ahora es el momento de referirnos a los trabajos relativos al equilibrado, cuando tanto el cigüeñal como el volante han sufrido cualquiera de los aligeramientos para su disminución de peso. En este caso, es indispensable comprobar el equilibrado de estas piezas, tanto estático como dinámico, con objeto de eliminar o reducir al mínimo las fuerzas y vibraciones que pueden perturbar el rendimiento del motor e incluso provocar la rotura de alguno de sus órganos o el desgaste prematuro de los cojinetes de línea.

Equilibrado estático

La verificación del equilibrado estático puede verse en la figura 11. Para llevar a cabo esta comprobación se procede a montar el cigüeñal, apoyado por los cuellos extremos sobre dos juegos de discos especialmente dispuestos para permitir el libre giro del árbol, del modo que muestra la figura.

Una vez debidamente instalado en esta postura, el cigüeñal demostrará su buen equilibrado estático si, al hacerlo girar suavemente sobre su eje, cuando se para lo hace indistintamente en cualquier posición y no tiene, en momento alguno, la tendencia a pararse siempre en el mismo punto.

Si actuara de esta forma, es decir, siempre se parara en la misma posición, sería señal de que los contrapesos de la parte baja disponían de más peso que los de la parte alta y, por consiguiente, debería efectuarse un aligeramiento de material en esta parte, aligeramiento que se lleva a cabo por medio de practicar cuantos avellanados fuera preciso, colocados en la zona externa de los contrapesos o en los lugares neutros de las manivelas, hasta lograr el perfecto equilibrado estático.

Un ejemplo de cigüeñal verificado y ajustado en este sentido lo tenemos en la figura 12. Aquí podemos distinguir, señalado con (A), los lugares en los que se han re-

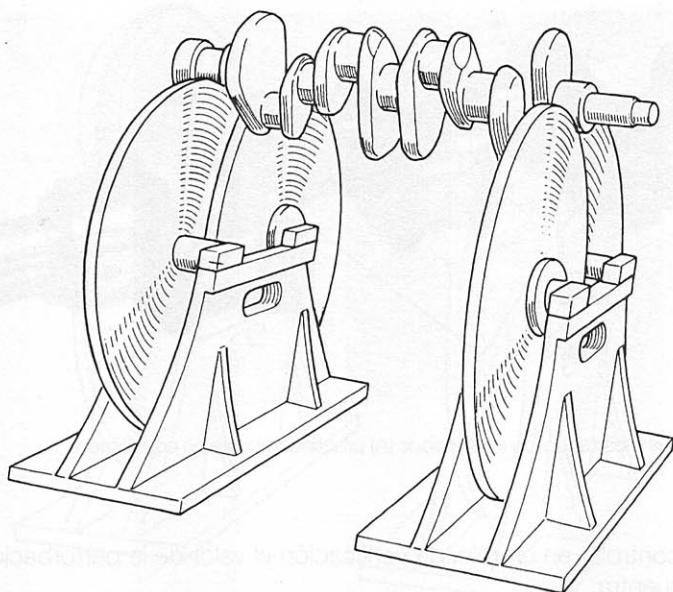


Figura 11. Equilibrado estático del cigüeñal por medio de un juego de discos sobre el que puede girar suave y libremente el árbol motor.

alizado unos avellanados con un fresa, con el fin de eliminar una pequeña parte del material para permitir compensar el exceso de peso existente, de modo que el giro del cigüeñal sobre su eje se regularice.

La cantidad de material a extraer de los puntos sobrecargados resulta de fácil determinación si se posee un juego de pesos imantados. La forma de operar consiste en colocar uno de estos pesos en la parte diametralmente opuesta a aquella que se «vence» en la prueba estática. Cuando se ha obtenido la colocación de un determinado peso magnético mediante el cual el cigüeñal gira y se detiene en un lugar cada vez indeterminado, sabremos la cantidad de material que debe rebajarse y el lugar del que debe ser eliminado.

Después de realizado cada retoque para el equilibrado, éste debe comprobarse de nuevo en el soporte de discos para verificar el resultado de la operación. Si aparecen otros puntos de desequilibrio que quedaban enmascarados por el de mayor importancia, se deberá trabajar en ellos de la misma forma que hemos visto para el principal.

Equilibrado dinámico

El equilibrado dinámico de un cigüeñal se efectúa a base de comprobar sus tensiones en movimiento, de una manera parecida a la forma de actuar con las ruedas de los automóviles. Para efectuar esta verificación se necesita una máquina especial capaz de sujetar debidamente el cigüeñal, de hacerlo girar a varios regímenes

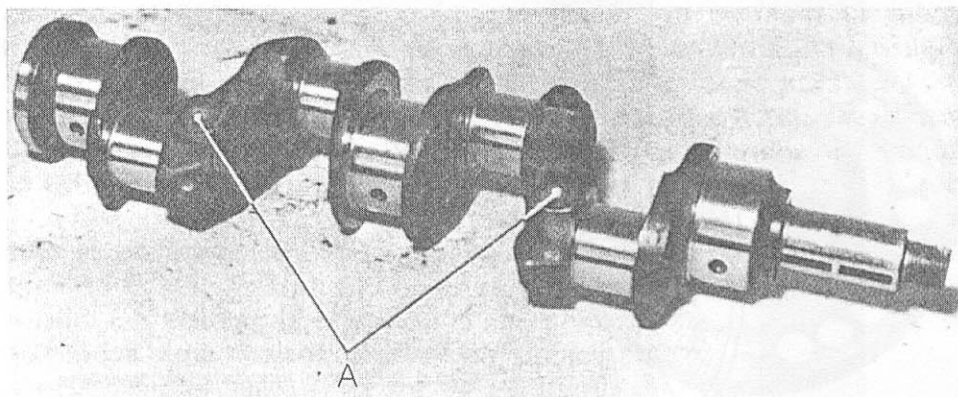


Figura 12. Cigüeñal mostrando los avellanados (A) practicados para su equilibrado.

de giro y de controlar en un reloj de verificación el valor de la perturbación y el lugar donde se encuentra.

Por supuesto, estas máquinas no son corrientemente utilizadas en los talleres de reparación en general; de modo que el equilibrado dinámico deberá realizarlo el mecánico en algún servicio de reacondicionamiento de motores.

Como quiera que la máquina indica los lugares donde se originan las tensiones, resulta fácil equilibrar un cigüeñal provisto de este defecto.

Una vez equilibrado el cigüeñal, tanto estática como dinámicamente, podrá darse por terminado el trabajo en el mismo.

Equilibrado del volante

En lo que respecta al volante también el equilibrado de esta pieza es un factor fundamental para conseguir la marcha regular del cigüeñal.

El primer equilibrado a llevar a cabo es el estático, el cual se efectúa de la misma forma que hemos explicado para el cigüeñal. Una vez se haya equilibrado estáticamente este árbol motor, se procede a montar en él el volante, fijándolo con sus correspondientes pernos de unión como si de un montaje definitivo se tratara.

En estas condiciones se pasa a montarlo en el aparato de discos, como nos muestra la figura 13.

Teniendo ya la seguridad de que el cigüeñal está bien equilibrado, si ahora, al girar todo el conjunto, se advierte la tendencia del mismo a pararse siempre en un mismo punto será evidente señal de que el volante está desequilibrado.

La forma de actuar para corregir el defecto será exactamente siguiendo el mismo procedimiento que hemos descrito con detalle para el cigüeñal, hasta conseguir que el conjunto se detenga siempre en un punto indiferente cada vez que se le imprime un empuje para que gire unas vueltas.

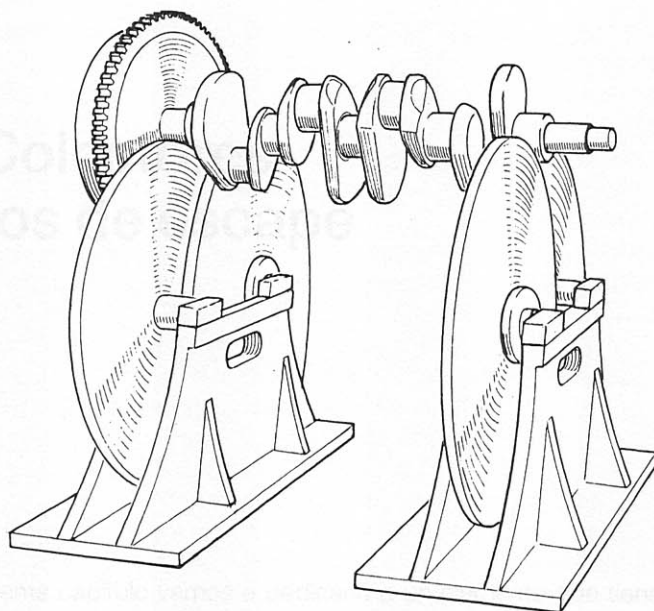


Figura 13. Equilibrado estático de un conjunto de cigüeñal con su volante de inercia montado y la parte de arrastre del embrague, montado sobre discos de soporte.

La importancia del equilibrado es tan grande que se recomienda equilibrar también todo el material que irá adosado al volante, es decir, el mecanismo del embrague.

El equilibrado tiene una importancia extraordinaria para el perfecto funcionamiento posterior del motor y resulta imprescindible si se ha trabajado en la parte rotante del tren alternativo y se ha modificado los asentamientos de modo que haya existido arranque de material.

Si instalamos en el motor el cigüeñal sin equilibrar, los resultados pueden ser desastrosos y tanto mayor el riesgo cuanto mayor sea el número de vueltas que dé el árbol por minuto. Una zona de tensión en uno de los contrapesos del cigüeñal, por ejemplo, una vez el árbol esté girando a 7.000 u 8.000 r/m, centuplica tanto su valor que fácilmente puede ocasionar no ya vibraciones en el motor, sino la rotura de los pernos que sujetan sus apoyos, las roturas de las bielas, etc., y la formación de grietas en el mismo bloque de cilindros, con los consabidos problemas que este defecto puede llegar a ocasionar.

El mejor consejo que puede darse al respecto es que, de no disponer de máquina equilibradora, se lleve el conjunto a un especialista para que haga el equilibrado y deje estas piezas en perfecto estado de modo que no puedan ser afectadas por perturbaciones durante su veloz giro.

Pasamos ahora a realizar el estudio de los colectores y en especial del conjunto del escape, otro importante punto para obtener mejoras adicionales en el buen rendimiento del motor.

10. Colectores y tubos de escape

El presente capítulo vamos a dedicarlo a un elemento que tiene una gran importancia dentro de la estructura del motor de explosión y de su rendimiento posterior. Nos referimos a los colectores y tubos de la primera parte del escape.

El colector de escape ha de considerarse como una prolongación de los conductos de las válvulas practicados en la culata y, si ha habido ensanchamiento del diámetro y pulimentado de estos conductos de la culata, con la misma razón hemos de considerar con atención lo que debe hacerse en los tubos que vienen a continuación, los formados por el colector y el primer tramo del escape.

Lograr un escape perfectamente equilibrado para un motor cuyas características técnicas acaban de ser modificadas no es fácil ya que, para conseguir este objetivo, hay que tener en cuenta y combinar los siguientes valores:

- el diámetro del tubo,
- la longitud del colector,
- la longitud del tubo de escape primario con su nuevo diámetro, y
- la curva de inclinación.

Para obtener el máximo rendimiento de este equipo de expulsión de gases quemados, cuya determinación por cálculo es siempre relativa (pues varía mucho en la práctica), la solución más convincente consiste en partir de una hipótesis realizada bajo el cálculo y pasar luego a realizar pruebas bajo la supervisión proporcionada por un banco de pruebas, probando sucesivas soluciones y comprobando en cada una de ellas los efectos de rendimiento y potencia que se van obteniendo del motor.

El mercado de los kits para potenciar motores ofrece con frecuencia una gran variedad de modelos de tubos de escape y colectores de los que se prometen altos porcentajes de mayor rendimiento del motor; pero, en la práctica, solamente los tubos de escape y colectores que provienen de una fábrica de accesorios de competi-

ción seria y competente, pueden tener la suficiente garantía y siempre que estén avalados por la misma industria.

Los problemas que puede aportar todo el conjunto de un sistema de escape que no esté perfectamente diseñado y acoplado, vienen provocados por el régimen de contrapresiones que el gas quemado, a altísimas temperaturas y velocidades de salida, produce cuando se enfrenta a un foco mucho más frío contra el que se vierte antes de salir a la atmósfera.

Aunque los fenómenos físicos que intervienen en este proceso son muy complejos, vamos a tratar de explicarlos de una forma simplificada. Podemos llegar a las siguientes conclusiones provisionales: En cuanto se abre la válvula de escape después de la combustión, en el colector se forma una onda de presión positiva, de altísima velocidad (pues se propaga a la misma velocidad del sonido), la cual avanza a través del colector hasta llegar al fin del tubo primario de escape. En este momento, la onda se expande y se crea una onda inversa, con presión negativa, que se desplaza en sentido inverso, es decir, tiene tendencia a encaminarse hacia la válvula. El efecto perturbador de esta onda inversa es fácilmente comprensible.

Este fenómeno tiene una evidente faceta negativa, pero los ingenieros tratan de aprovecharse de ella y de que produzca efectos favorables para el motor. El objetivo está en hacer coincidir la llegada de esta onda de retroceso hasta la misma válvula de escape, exacta y únicamente en el momento en que la válvula comienza a abrirse.

De este modo, cuando hay cruce de válvulas, esta pequeña presión contraria «aguanta» la salida del gas y permite una apertura muy prematura de la válvula de admisión sin que gases frescos se pierdan por el escape.

Pero obtener estos ingeniosos resultados comporta un problema que sólo lo puede resolver la forma y tamaño del mismo colector de escape; por lo tanto, ya podemos ver la importancia del diseño del mismo y de cómo hemos de preocuparnos para obtener el sistema de escape más adecuado para nuestro motor transformado.

En la figura 1 tenemos un ejemplo de la distribución general de un sistema de este tipo, en la parte que más nos interesa.

Cabe destacar, la salida de los gases por el conducto de escape de la culata (1), lo que entendemos por colector de escape (2) y por tubo de escape primario (3).

Por otra parte, en la figura 2 tenemos un colector de escape de cuatro salidas para motor de cuatro cilindros, fabricado por la casa IRESA, destinado a la competición.

Dimensiones del colector de escape

La utilización del cálculo para considerar las características de tamaño de los colectores de escape requiere fórmulas muy complicadas. Por lo mismo no vamos a considerar este tipo de cálculos matemáticos y vamos a valernos de una fórmula empírica, muy sencilla, a partir de la cual podremos comenzar a investigar si el colec-

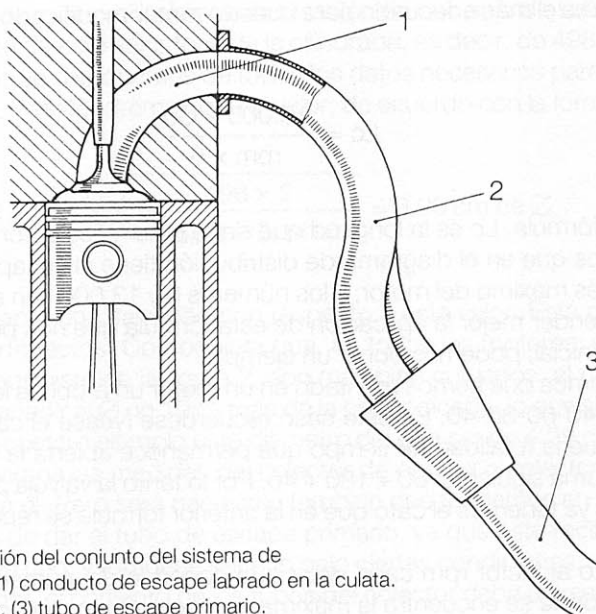


Figura 1. Representación del conjunto del sistema de escape de un motor. (1) conducto de escape labrado en la culata. (2) colector de escape. (3) tubo de escape primario.

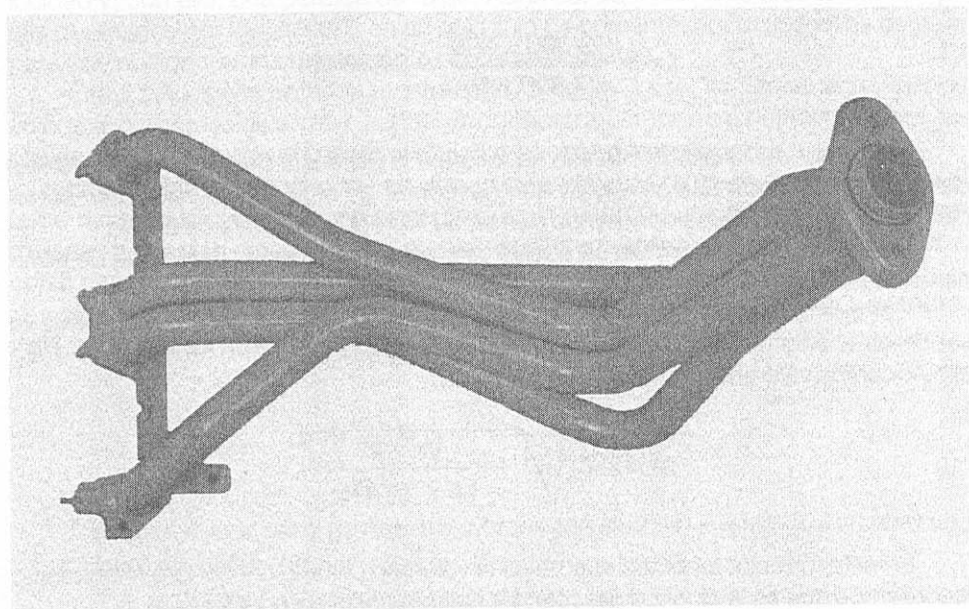


Figura 2. Conjunto de un colector de escape para competición, de IRESA.

tor de escape es el más adecuado para nuestro motor modificado. Esta fórmula es la siguiente:

$$Lc = \frac{13.000 \times Ge}{rpm \times 6}$$

En esta fórmula, Lc es la longitud que debe tener el colector de escape; Ge, el valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape; rpm, el número de revoluciones máximo del motor; y los números 6 y 13.000 son siempre fijos.

Para entender mejor la aplicación de esta fórmula que nos permita una hipótesis de trabajo inicial, podemos poner un ejemplo.

Supongamos que hemos montado en un motor un árbol de levas bastante cruzado del tipo 40-80-80-40. En este caso recuérdese (véase el capítulo 8) que esto quiere decir que la totalidad de tiempo que permanece abierta la válvula de escape resulta de la suma siguiente: 80 + 180 + 40. Por lo tanto la válvula permanece abierta 300°. Con ello ya tenemos el dato que en la anterior fórmula se representa con las letras Ge.

En cuanto al factor rpm cabe decir que depende del número de revoluciones pretendidas donde se encuentra la máxima potencia. Supongamos que, en nuestro motor preparado, esta circunstancia se da en un valor de 7.800 rpm.

Con los citados datos ya podemos rehacer la fórmula empírica dada anteriormente, en el siguiente sentido:

$$Lc = \frac{13.000 \times 300}{7.800 \times 6} = 83,33 \text{ cm}$$

Este valor de longitud obtenido se refiere a la distancia desde la misma válvula de escape, de modo que se tendrá que descontar de esta cifra el valor correspondiente a la longitud de los conductos que están labrados en la misma culata.

Partiendo de esta fórmula se puede calcular el resto de los datos que determinan este punto de partida del tubo de escape y colector de salida.

Por ejemplo, en el caso de tener que fabricar un colector de escape nuevo ya sabemos la longitud, pero necesitamos también saber el diámetro de los tubos. Para ello podemos valernos de la siguiente fórmula:

$$\varnothing = 2 \times \sqrt{\frac{Vc \times 2}{Lc \times 3,1416}}$$

En esta fórmula, tenemos que Vc es el volumen unitario del cilindro mientras Lc recordamos que es la longitud del colector hallada por la anterior fórmula.

Volviendo al mismo caso práctico que nos está sirviendo de base para el ejemplo, tenemos que si el motor anterior tiene una cilindrada total de 1.992 cm³, y se

trata de un motor de cuatro cilindros, la cubicación de uno solo de sus cilindros será de una cuarta parte de este valor total de la cilindrada, es decir, de 498 cm³.

De este modo ya disponemos de todos los datos necesarios para aplicar la fórmula del diámetro, y así tendremos que el valor, de acuerdo con la fórmula, será:

$$\varnothing = 2 \times \sqrt{\frac{498 \times 2}{83,33 \times 3,1416}} = 3,90 \text{ cm de } \varnothing$$

Es preciso hacer una salvedad con respecto a este valor. Está calculado para colectores de salida rectos. Comoquiera que, en todos los motores, estos colectores, tal como hemos visto en la figura 2, son más bien curvados, al resultado obtenido se le deberá añadir al \varnothing un 10 % más de la cifra indicada, lo que significa que en el mismo caso de nuestro ejemplo este diámetro debería ser de 4,29 cm.

Una vez sepamos las medidas del colector de prueba o colector inicial, ya podremos trabajar en él. Pero será necesario también que tengamos en cuenta los valores que se le ha de dar al tubo de escape primario, ya que éste recibirá los cuatro tubos y los unirá en uno, y ello debe hacerlo bajo ciertas condiciones.

En primer lugar, el conjunto de los tubos del colector debe unirse al tubo de escape primario preferentemente formando una caja de expansión, del modo que se aprecia en (1) de la figura 3.

Esta primera caja de expansión permite a los gases una deceleración de su velocidad y, con ello, una pérdida de ruido. Además, aquí han de unirse todos los gases quemados por los cilindros en un solo flujo de corriente, por lo que se ha de velar para que no concurran en este punto corrientes inversas.

Otras soluciones como la mostrada en la figura 4 son, evidentemente, menos favorables, por resultar en este aspecto contraproducentes para permitir la mejor salida de los gases, aunque son utilizadas por muchos preparadores.

Sobre el tubo primario de escape conviene saber también el diámetro resultante del tubo ($\varnothing Te$). Para ello podemos echar mano de una fórmula empírica, semejante a las que hemos dado anteriormente pero con alguna variante, es decir, considerando toda la cilindrada del motor (Vt).

Así tenemos, por ejemplo, que para conocer el diámetro del nuevo tubo tendremos que valernos de esta fórmula:

$$\varnothing Te = 2 \times \sqrt{\frac{Vt}{Lc \times 3,1416}}$$

Volviendo al caso de nuestro motor y teniendo en cuenta que la cilindrada total era de 1.992 cm³:

$$\varnothing Te = 2 \times \sqrt{\frac{1.992}{83,33 \times 3,1416}} = 5,52 \text{ cm}$$

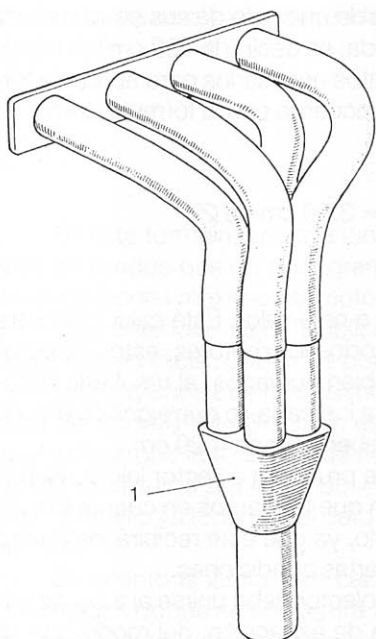


Figura 3. Unión correcta de los tubos del colector hacia el tubo de escape primario en una versión de escape de «4 en 1». (1) cámara de expansión.

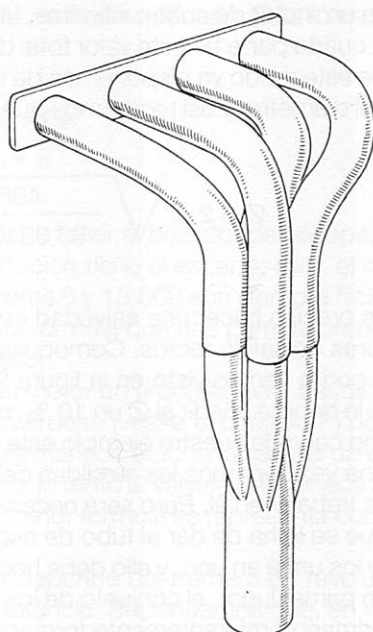


Figura 4. Unión algo incorrecta de los tubos en el cuerpo del escape primario. No existe cámara de expansión en este modelo.

Suponiendo que este tubo de escape no tenga necesidad de tener alguna curva o codo apreciable, este valor se puede dar por bueno, sin necesidad de aumentarle el 10 % que indicamos anteriormente para los tubos curvados.

En cuanto a la longitud del tubo de escape conviene tener en cuenta que siempre se aconseja que tenga una longitud cuyo valor sea múltiplo del valor (L_c) del colector de escape (incluido el conducto de la culata).

Para finalizar, digamos que los cálculos obtenidos por las fórmulas anteriores son un punto partida para tener los datos básicos sobre los que podremos actuar para realizar un diseño experimental previo de un sistema de escape de un motor que ha sido modificado a fondo. Pero no hay duda de que la mejor forma de proceder será poner el motor en el banco de pruebas (si ello es posible) y hacer pruebas de potencia con diferentes equipos algo mayores y algo menores de lo indicado. El banco de pruebas nos dará, de forma experimental, el tubo de escape más conveniente para nuestro motor.

El colector deberá hacerse siempre de fundición, ya que va a tener que soportar una temperatura muy elevada y de forma permanente. El tubo de escape se fabrica de plancha.

Hay que tener en cuenta que, por otra parte, hay reglamentos de competicio-

nes que no autorizan el cambio del colector de escape, en cuyo caso poco puede hacerse, lógicamente, para mejorar esta parte importante del exterior del motor. Sin embargo, si hemos aumentado el conducto de salida de los gases podremos obtener unas ventajas llevando a cabo el siguiente trabajo.

Consiste en hacer una pequeña cámara de expansión, cónica o anular, en el mismo punto en el que el colector de escape se une a la culata. Un ejemplo de este trabajo lo tenemos en las figuras 5 y 6.

Esta pequeña cámara que se presenta en la parte de unión entre la culata y el colector sirve, por lo menos, de mejora para la respiración de los gases cuando no aplicamos un colector adecuado, del tipo que hemos descrito hasta el momento.

Consideramos de la mayor importancia indicar los valores preferentes que se obtienen con diferentes diseños tradicionales de tubos de escape de competición. Como es sabido, existe el llamado «4 en 1», un ejemplo del cual puede verse en la figura 7. Éste es un diseño muy clásico para los motores de competición. Su característica más importante es que se consigue un considerable aumento de la potencia, pero solamente a altos regímenes de giro. Su inconveniente es la pérdida de potencia en los bajos regímenes, de modo que puede ser aconsejable sólo para los vehículos especialmente dedicados a las pistas.

Por el contrario, existe el tipo llamado «4 en 2» del cual tenemos un ejemplo en la figura 8, cuyo comportamiento frente a la zona de potencia más favorable es exactamente la contraria a lo que se ha descrito para el colector de la figura 7. Por lo tanto, los bajos regímenes serán beneficiados por este colector mientras en los altos se comportará de un modo menos favorable.

No hace falta decir que los motores preparados para competición, con la potencia en los regímenes de giro más altos, deben tener colectores de escape iguales o parecidos a los de la figura 7.

La presencia de nuevos colectores y nuevos tubos de escape, de diferente diseño, comporta siempre el nuevo reglaje del encendido, ya sea de una ligera correc-

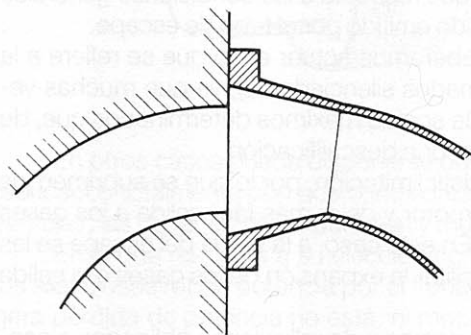


Figura 5. Cámara de expansión cónica a la salida del conducto de la culata con el colector.

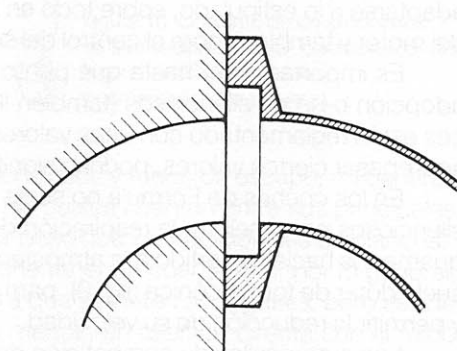


Figura 6. Cámara de expansión anular a la salida del conducto de la culata con el colector.

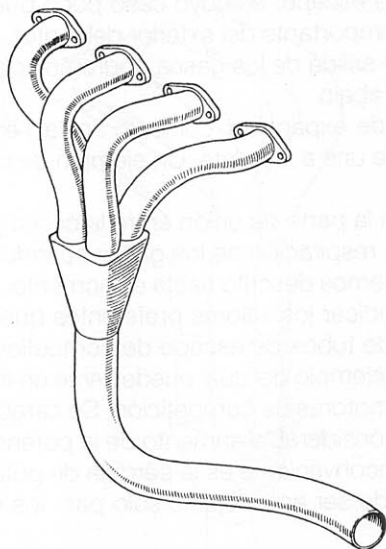


Figura 7. Colector de escape y tubo primario de los llamados «4 en 1».

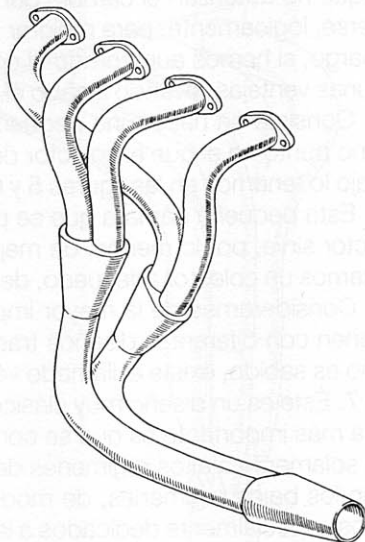


Figura 8. Colector de escape y tubo primario de los llamados «4 en 2».

ción en el avance o, incluso, un cambio en el grado térmico de las bujías. El mecánico debe tenerlo en cuenta cuando efectúe estas operaciones.

Silencioso

Siempre que se diseñe un proyecto para preparar un vehículo de competición es importante tener en cuenta las características del reglamento de competición para adaptarse a lo estipulado, sobre todo en lo que respecta a las condiciones generales del motor y también sobre el control del sonido emitido por el tubo de escape.

Es importante ver hasta qué punto deberemos actuar en lo que se refiere a la adopción o no de silenciosos (también llamados silenciadores), ya que muchas veces están reglamentado con unos valores de sonido máximos determinados que, de sobrepasar ciertos valores, podrían significar una descalificación.

En los coches de Fórmula no suele existir limitación, por lo que se suprimen los silenciosos para mejorar la respiración del motor y dejar más fácil salida a los gases quemados hacia su vertido a la atmósfera. En este caso, a la salida del escape se les suele dotar de forma cónica (fig. 9), para facilitar la expansión de los gases a la salida y permitir la reducción de su velocidad.

Los automóviles de competición de turismos o de rally vienen obligados a controlar su ruido, de modo que deben estar equipados con silenciosos. En la figura 10 tenemos un ejemplo de un juego de silenciosos deportivos IRESA fabricados con chapa acerada de 1,6 mm de grueso, con terminal de acero inoxidable.

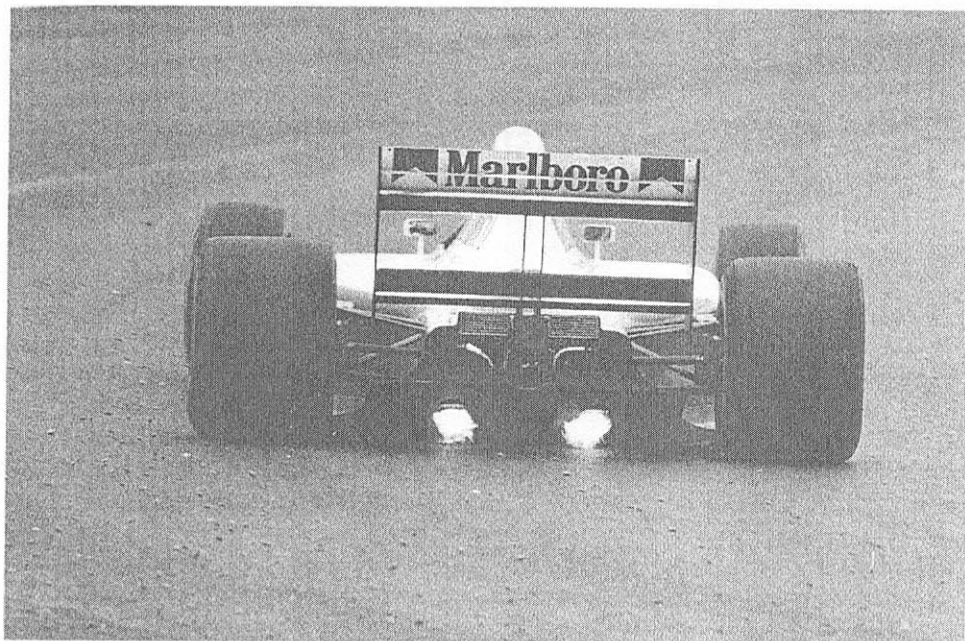


Figura 9. Tubos de escape de un automóvil de Fórmula.

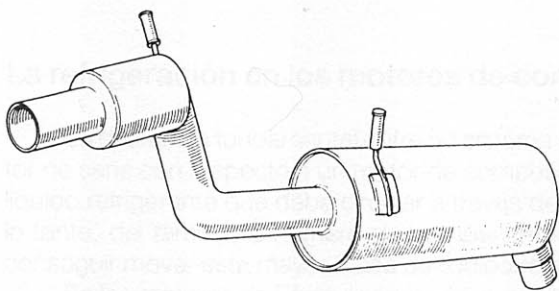


Figura 10. Conjunto de los silenciosos de fabricación especial, para automóviles de competición fabricados y comercializados por IRESA.

En otros casos puede disponerse de silenciosos y tubos de escape, en general, fabricados totalmente con acero inoxidable, los cuales cuentan entre sus principales ventajas, las de tener mayor duración y menor peso que los tradicionales de plancha.

En lo que respecta a su elección conviene tener en cuenta que, por lo general, los silenciosos roban potencia por el frenado a que someten a los gases, pero esta ligera pérdida de potencia no está, ni mucho menos, en relación directa con el ruido propagado. Es decir, está bien comprobado que no existe ninguna relación entre ruido y potencia, de modo que el ruido en sí no es garantía de haber mejorado el tiraje del motor ni de haber contribuido al mejoramiento de sus prestaciones.

11. El sistema de refrigeración

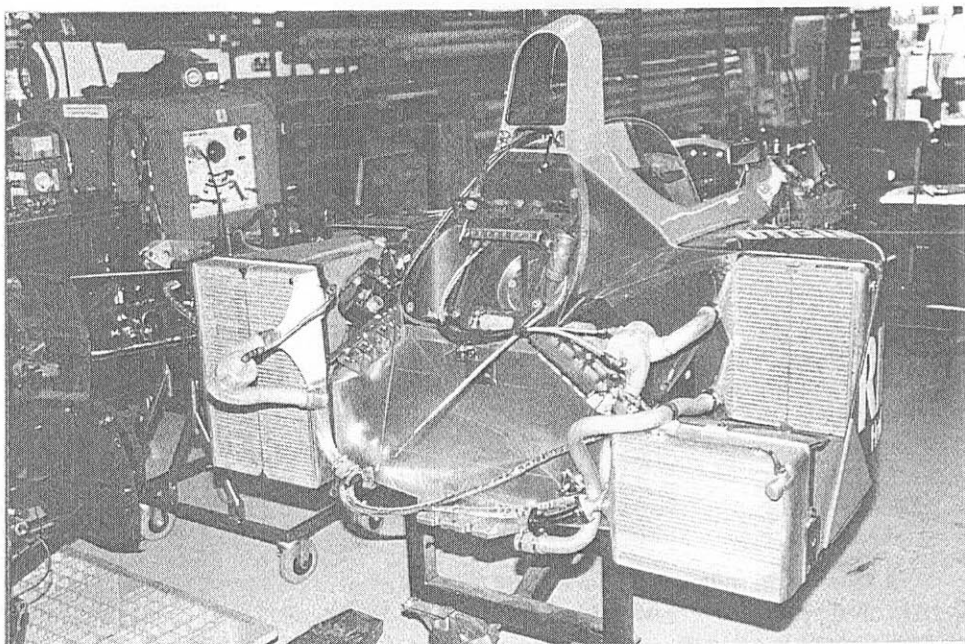
El sistema de refrigeración por agua forzada es el que más se está aplicando a los motores tanto comerciales como de competición. Como quiera que este sistema es bien conocido no vamos a extendernos en su descripción. No obstante, sí creemos importante hacer algunas puntualizaciones con respecto a este circuito cuando un motor es preparado para obtener mayores prestaciones y, por lo tanto, se advierte que va a desarrollar una mayor cantidad de calor que deberá ser controlado. A este tema vamos a dedicarle unas cuantas páginas.

La refrigeración en los motores de competición

La diferencia fundamental entre un sistema de refrigeración por agua de un motor de serie con respecto a un motor de competición consiste en el mayor caudal de líquido refrigerante que debe circular a través del interior del motor preparado y, por lo tanto, del tamaño o número de bombas impulsoras que deben emplearse para conseguir mover esta mayor masa de líquido refrigerante.

En los motores de Fórmula se anula el ventilador y lo normal consiste en colocar el radiador o radiadores de refrigeración en dirección enfrentada a la marcha, lo que es suficiente para hacerse cargo de la corriente de aire que robará al líquido refrigerante su exceso de calor. El mayor caudal de refrigerante es necesario como consecuencia del mayor régimen de giro y la mayor temperatura alcanzada en el interior de las cámaras de combustión al elevar el índice de compresión general.

En cuanto a la disposición de más de una bomba de circulación está justificada por el hecho de que el empleo de una sola bomba haría demasiado largo el recorrido del líquido en el interior de las camisas y su efecto en las partes más alejadas de la bomba sería insuficiente para el correcto enfriamiento de las mismas por la caída de la presión que se produciría en estas zonas.



Radiador de refrigeración de un coche de Fórmula 1.

Instalación de bombas de agua

Una de las formas de mejorar el enfriamiento y asegurar la eliminación del calor de un motor muy revolucionado, consiste en la aplicación de un juego de bombas de agua. La instalación de estas bombas requiere algunas modificaciones que hay que considerar si se quiere no tener fallos en el motor durante la competición.

La instalación de un equipo de dos bombas de agua en un motor preparado requiere la construcción de un cárter de distribución que, además de servir de placa de apoyo a los cuerpos de las bombas, posea unos conductos de comunicación con la cámara de agua del bloque de cilindros, sin que exista el riesgo de filtraciones de líquido refrigerante hacia el interior del cárter de aceite. Esto, que en principio puede parecer difícil de lograr y que requiere forzosamente la construcción de una complicada tapa de distribución, no es tan complicado si el preparador es un hombre de recursos.

El autor sugiere una solución adoptada por él en múltiples modificaciones en las que ha sido necesario el empleo de más de una bomba de refrigeración, y que puede ser adoptada libremente por el mecánico, en la seguridad de que cumplirá con los requisitos apetecidos.

La forma de llevar a cabo este trabajo es la siguiente:

Se construye un tubo de aluminio puro o de latón como el de la figura 1.

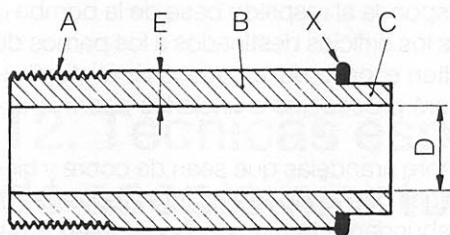


Figura 1. Manguito para el acoplamiento de bombas de refrigeración. (A) zona roscada. (B) cuerpo del manguito. (C) zona de salida. (D) diámetro interno. (E) grosor de la pared. (X) anillo tórico de caucho sintético.

Para este trabajo nunca deberá emplearse tubo de aleación de aluminio, ya que el efecto corrosivo del medio refrigerante puede perforar con gran facilidad este tipo de aleaciones, ocasionando fugas que se trasladarán al interior del cárter de la distribución. Este tubo debe poseer las siguientes características:

Primera. Un diámetro interno (D) equivalente a la medida de la lumbrera de descarga situada en la placa trasera de la bomba a emplear.

Segunda. El espesor de la pared (E) debe oscilar entre los 7 y 8 mm en la zona más gruesa.

Tercera. Una faja roscada (A) debe practicarse para su unión al banco de cilindros o bloque; su longitud será igual al grueso de la pared del mismo.

Cuarta. Una zona cilíndrica (B), de longitud igual a la distancia entre el plano frontal del banco de cilindros y la superficie interna de la tapa del cárter de la distribución.

Quinta. Un rebaje (C) practicado a la mitad del espesor del manguito y de extensión idéntica a la del espesor de la tapa de distribución.

Sexta. Un anillo tórico, de caucho sintético (X) que operará a modo de retén, haciendo al manguito estanco a las filtraciones del medio refrigerante e impidiendo, a la vez, que el aceite de la distribución salga al exterior.

Instalación del dispositivo

La instalación de este dispositivo es muy sencilla puesto que basta taladrar el bloque de cilindros a la medida adecuada del manguito y roscar los orificios. Únicamente debe preverse que la presencia de estas canalizaciones no afecte al paso de otros elementos mecánicos, como las cadenas de distribución o correas de arrastre.

Seguidamente se procederá a taponar el primitivo conducto que poseyera el bloque para la descarga de su única bomba, con la ayuda de un tapón de rosca cónica, o mediante discos de plancha como los empleados en las tapas de congelación. Se instalarán los manguitos en sus respectivos alojamientos, utilizando para ello cualquier producto de acción sellante (hermetizante) y ayudándonos de una llave de montar tubos o una herramienta similar.

La placa de apoyo de la distribución, así como la tapa, se taladrarán de acuerdo a los diámetros B y C, respectivamente, del manguito o manguitos de conducción que instalemos.

Con la ayuda de una plantilla que corresponda al respaldo base de la bomba o bombas que se pretende instalar, trazaremos los orificios destinados a los pernos de fijación. Siempre que estos pernos no dificulten el paso de la cadena de la distribución o del sistema que el motor posea, deberá procederse a anclarlos sobre la estructura del bloque.

Al fijar las bombas deben utilizarse siempre arandelas que sean de cobre y hierro conjuntamente, para limitar las posibles fugas del medio lubricante al exterior.

La presencia de una circulación más abundante de líquido por el interior del motor comportará también el mejoramiento del radiador ya que ahora este intercambiador deberá hacerse cargo de mayor masa de líquido caliente y deberá, además, eliminarlo con mayor frecuencia por la constante aportación de refrigerante muy caliente. Conviene, por lo tanto, estudiar el mejor sistema para aplicar un radiador con mayor número de tubos o de una superficie más grande, según la disposición del espacio con el que se cuente en el interior del cofre motor.

Sobreenfriamiento de las culatas

Resulta muy conveniente interesarse también por la refrigeración de la culata, en particular cuando las condiciones de funcionamiento de las cámaras de combustión han sido variadas y se puede asegurar que la cantidad de calor va a ser extraordinaria. El enfriamiento de las culatas se efectúa sólo por el paso del líquido refrigerante, que asciende por los orificios de comunicación entre el bloque de cilindros y la culata, después de que el refrigerante haya absorbido una cierta e importante cantidad de calor transmitido por las camisas de los cilindros.

Aunque las culatas deben trabajar siempre calientes para mejorar el rendimiento del motor, todo tiene, lógicamente, un límite, a partir del cual el exceso de calor será altamente perjudicial para el motor. Por lo tanto, el primer paso que se da para mejorar las condiciones de enfriamiento en la culata debe consistir en ampliar la sección de paso de los orificios de transferencia, tanto del bloque de cilindros como de la propia culata. El mayor pasaje de líquido refrigerante comporta, sin duda, una mayor transferencia de calor hacia éste y la refrigeración de la culata puede, por este sistema, rebajarse algunos preciosos grados en su estado de funcionamiento normal, que siempre ha de ser agresivo.

También podemos construir un pequeño colector de tubo, de unos 12 a 14 mm de diámetro interior, provisto de racores de acoplamiento, que insertaremos en dos o más puntos de la culata, en aquellas zonas que no afecten a cámaras de fuego ni pasos de gases, sino que vayan directamente a las cámaras por las que circula el líquido refrigerante. El extremo libre del colector lo derivaremos a la salida de la bomba de agua.

En algunos casos de transformaciones de vehículos de serie para la competición puede establecerse una situación de *by-pass* aprovechando el conducto de salida previsto para la calefacción interior del vehículo (climatizador), la cual puede derivarse a la bomba, activándose así el circuito adicional de paso del refrigerante.

12. Técnicas especiales de acoplamiento y prueba de motores

Queremos exponer para finalizar esta obra algunas breves ideas sobre las técnicas especiales de acoplamiento, refiriéndonos, en este caso, al acoplamiento de elementos ajenos al motor, tales como el cambio de velocidades, el cual, como es sabido, puede sustituirse a base de la aplicación de otra caja con unas relaciones de desmultiplicación mucho más cerradas. Esta sustitución se lleva a cabo para conseguir una más cómoda utilización de un vehículo cuyas características lo hacen muy difícil de dominar debido a que el automóvil, cuyo motor ha sido altamente potenciado y cuya gama de potencia se encuentra en una estrecha banda de los regímenes de giro más altos, presenta ahora problemas de docilidad cuando se ve obligado su motor a mantenerse en regímenes bajos de giro.

Finalmente, daremos unos consejos sobre las pruebas a que deben ser sometidos los motores preparados para su comprobación en el banco de pruebas. Aunque no siempre se puede disponer de estas máquinas de comprobación, puede decirse que los datos que nos proporcionan sobre la calidad de nuestros trabajos de transformación son preciosísimos para no tener después estrepitosos fracasos en las pistas de competición.

De acuerdo con ello, y como se verá, esperamos que esta parte del capítulo tenga también el máximo interés para quienes se interesan y practican estos temas de la preparación de motores de competición.

Acoplamientos entre el motor y la caja de cambios

Para obtener el máximo rendimiento de un motor no basta con mejorar las condiciones de funcionamiento de éste y elevar notablemente sus prestaciones; también es necesario conseguir hacer utilizable toda la nueva caballería obtenida y las condiciones en que ésta viene dada a la tracción.

Los elementos intermediarios más importantes que actúan en este sentido son, sin duda, la caja de cambios de velocidades, el desarrollo del par cónico del diferencial y las dimensiones de las ruedas. Todos estos elementos deben combinarse para que sean capaces de aprovechar la potencia entregada generosamente por el motor, de modo que ésta se convierta en óptimos valores de velocidad y arrastre del vehículo.

Por consiguiente, se hace necesario, la mayoría de las veces, acoplar una caja de velocidades distinta a la utilizada conjuntamente con el motor inicial, antes de su transformación. La característica fundamental de esta nueva caja es que tanto en el número de velocidades como en la relación de desmultiplicación entre las diversas marchas, esté más en consonancia con el más elevado régimen de giro y el nuevo valor de la potencia obtenida.

La caja de cambios a emplear puede ser de las especialmente construidas para aplicaciones deportivas, como son las fabricadas por marcas prestigiosas en este campo, tales como ZF, HEWLAND, etc., o bien tomadas de otro tipo de automóvil de serie, de mayor rendimiento que el motor cuyo bloque de cilindros hayamos tomado como base de nuestra preparación.

Para poder efectuar el ensamblaje del motor con el cambio de velocidades, salvo en muy raras excepciones, se utiliza un elemento de acoplamiento intermedio, que puede estar construido con una plancha de hierro o acero, de 8 a 10 mm, cuyo perfil externo se adapte al de la envolvente del mecanismo del embrague (campana del cambio).

Estas placas, mediante una serie de pernos y espárragos, se fijan al bloque de cilindros en su zona central, y a la carcasa de la caja de velocidades por su periferia. En el esquema de la figura 1 mostraremos una de estas placas de amarre.

Existen motores que carecen de placa de amarre, efectuándose el acoplamiento del cambio directamente sobre el propio bloque. En estos casos, tendremos que obrar según las circunstancias, construyendo una nueva campana del cambio.

Cuando se tenga la necesidad de sustituir el cambio de marchas original por cualquier otro, se procederá a la construcción de una nueva placa de amarre, cuya

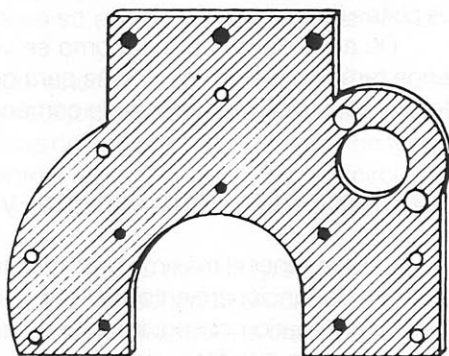


Figura 1. Placa soporte de la caja de velocidades. Los círculos negros corresponden a los agujeros de anclaje al bloque mientras los blancos se refieren a los de fijación del cárter del embrague.

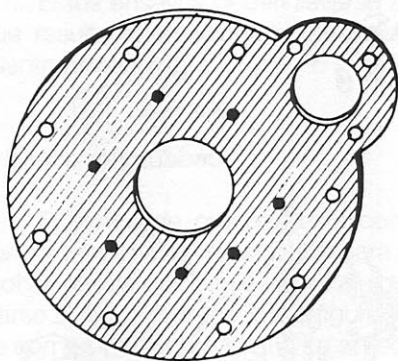


Figura 2. Placa soporte del cambio de tipo de corriente en motores de competición. Los círculos negros corresponden a los agujeros de anclaje al bloque, mientras los blancos se refieren a los de fijación del cárter del embrague.

geometría y orificios correspondan a los de la nueva caja de engranajes a utilizar, teniendo en cuenta que los orificios destinados a la fijación de la placa con el motor posean idéntica distribución a los de la placa original.

En la figura 2 podemos ver un esquema que nos orienta sobre cómo puede ser una placa de amarre, de un tipo bastante común, útil para ser ensamblada en los motores de competición que adoptan determinado tipo de cajas de cambio.

La técnica mediante la cual se lleva a cabo la construcción de estos elementos de acoplamiento se reduce a simples operaciones de trazado, aserrado y taladrado, técnicas bien conocidas en el taller de mecánica. La operación de aserrado se efectúa con gran sencillez y comodidad si se dispone de una sierra de cinta.

Aunque, a veces, la adopción de elementos ajenos al automóvil de serie puede proporcionar algunos problemas de acoplamiento, hay que tener en cuenta que cuando se adquiere una caja de cambios especial de competición con el fin de adoptarla para un determinado modelo de automóvil, el fabricante suele incorporar, junto con la caja, las instrucciones para su acoplamiento, sobre todo si el modelo es muy conocido.

Las cajas de cambio de la marca HEWLAND son bastante conocidas por los preparadores de todo el mundo y, en este aspecto, se pueden obtener en el mercado de accesorios para competición, por medio de kits completos, los cuales incorporan todas las piezas y su amarre o acoplamiento. El modelo más conocido es el MK-8 y MK-9, cuya composición interna puede verse en la figura 3 conjuntamente con los trenes de engranajes que los forman.

Estas cajas suelen pesar alrededor de los 30 kg y de ellas se dispone de todo tipo de recambios para llevar a cabo su reparación en caso de que existan roturas durante la competición. Esta misma casa fabrica también cajas de diferentes características, como las FT-200, FT-400 y la FGA y FGB, especialmente concebidas para motores de altos valores de potencia. El mecánico deberá escoger entre estos tipos de cajas, previo estudio de las características técnicas que cada caja posea y que el fabricante proporciona en sus folletos explicativos.

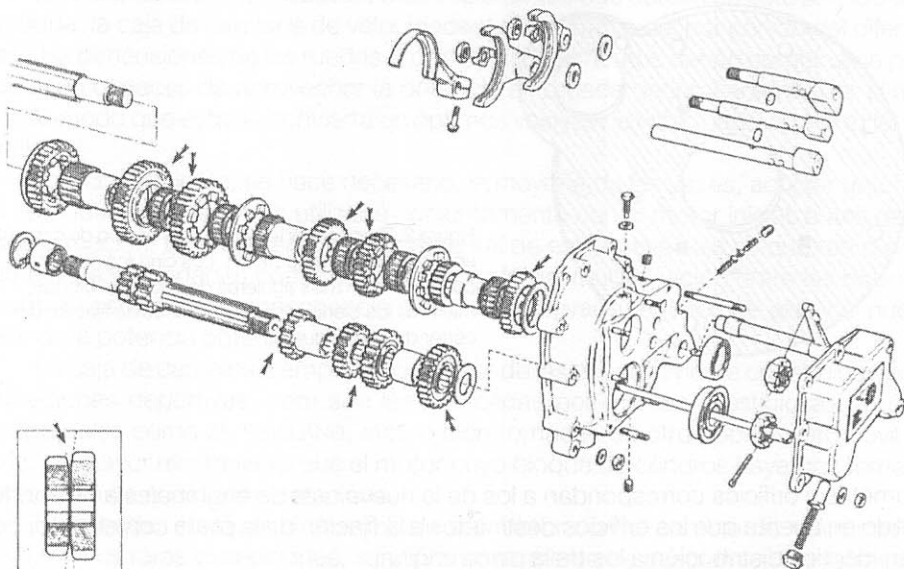


Figura 3. Despiece completo de un cambio de velocidades de competición de la marca HEWLAND, modelos MK 8 o 9, mostrando todos los componentes de que consta.

Prueba de motores

Un sistema muy lento de llevar a cabo la verificación del trabajo que realizamos consiste en hacer una transformación con el mayor esmero posible y con toda nuestra sabiduría y mejor voluntad, y poner luego el automóvil en la pista y comprobar los resultados. Si el motor no aguanta esta prueba, verificar la causa de la rotura e ir trabajando hasta eliminar todos sus defectos.

Siguiendo este procedimiento al cabo de varios años llegaremos a preparar motores que tengan buena potencia y sean fiables. Pero, por este sistema siempre iremos detrás de los que disponen de mejores medios para efectuar sus pruebas. Por ejemplo, de los que disponen de un banco de pruebas.

En efecto: Por mucha que sea la experiencia del preparador, por muy bueno que sea su criterio en la elección de las modificaciones y en la calidad y cuidado de la ejecución del trabajo, nunca se podrá decir que la transformación está terminada si el motor no es sometido a un ensayo riguroso de sus nuevas cualidades.

Ante este planteamiento ya puede verse que el trabajo de preparación de motores de competición no puede darse por terminado sin efectuar, finalmente, todo un proceso de pruebas y ensayos mediante los cuales se nos ponga de manifiesto, de la forma más inmediata posible, la bondad y acierto del resultado obtenido en los trabajos llevados a término.

Estos ensayos deben llevarse a cabo en un banco de pruebas de motores, lo que resulta imprescindible para dar satisfactoriamente por terminado el mejoramiento pretendido.

El banco de pruebas

El banco de pruebas está constituido esencialmente por un mecanismo de freno y un armazón de soporte para el motor, dispuestos en tal forma que el motor a probar pueda colocarse sobre el soporte y su árbol de salida del movimiento acoplarse al árbol de freno. En la figura 4 tenemos uno de estos importantes elementos de comprobación en el que se aprecia el montaje de un motor que está siendo sometido a las diversas pruebas que este simulador puede aportar.

El banco de pruebas deberá, además, estar provisto de una instalación en la que no falten todos los instrumentos de medición necesarios para la determinación de las características de comportamiento y funcionamiento del motor durante la prueba, así como de mandos para regular el funcionamiento del mismo y del freno, a fin de poder conocer los valores proporcionados no solamente en el régimen máximo sino también en todos los regímenes de giro intermedios.

La instalación debe estar complementada con un sistema de alimentación de

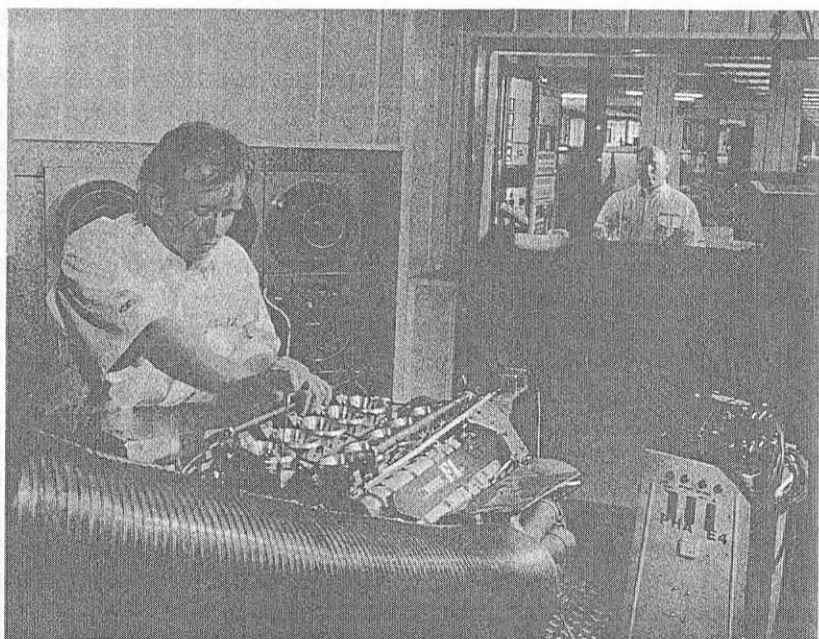


Figura 4. Conjunto de un banco de pruebas para motores con un motor montado para comprobar sus características técnicas.

combustible mediante la cual no solamente se abastezca al motor que se prueba sino que también se controle el consumo con toda exactitud en cada uno de los regímenes probados.

Otro sistema con el que ha de contar el banco de pruebas es un sistema de recogida de los gases escape para analizar su composición química (si ello es deseado por el probador) y para eliminarlos y evacuarlos de la atmósfera donde se realizan las pruebas.

Otras instalaciones complementarias pueden ser la instalación propia de un sistema de refrigeración que pueda sustituir la que se producirá en marcha. Esta operación es importante para la prueba de motores de Fórmula, donde la falta del aire de la marcha podría calentar demasiado el motor y dar resultados falsos o poco fiables.

El emplazamiento del motor suele estar separado del pupitre de instrumentos y mandos, protegido por una valla de gruesa malla metálica; igualmente se protege el acoplamiento del motor al freno mediante una cubierta de plancha perforada. Esto no significa que los accidentes en la prueba de motores sean frecuentes, pero siempre existe alguna posibilidad y la seguridad es siempre conveniente y primordial; por lo mismo, tanto en el interior de la jaula del motor, como en su exterior, debe encontrarse siempre a mano uno o más extintores de incendios, apropiados para la extinción de fuegos de gasolina y aceite, en buen estado de carpa y funcionamiento.

Por lo que se refiere al freno del banco de pruebas suele ser del tipo hidráulico o del tipo dinamoeléctrico y está provisto de un tacómetro para medir con exactitud el régimen de giro del motor.

No debe faltar tampoco un mando que pueda regular el par de freno aplicado y un dinamómetro medidor del mismo. Por otra parte, en un indicador se da referencia constante de la potencia absorbida cuando el motor está en funcionamiento.

La cantidad de instrumentos de medida del banco puede ser más o menos completa según el tipo de pruebas y comprobaciones a que se destine. Por lo general, un banco de pruebas de motores será conveniente que disponga de medidores de presión y temperatura del aceite, medidores de la temperatura del líquido refrigerante, tanto a la entrada como a la salida; aparato para indicar la depresión en los colectores de admisión, y un dosificador medidor del consumo de combustible.

Tratándose de unidades muy completas puede disponer también en su instalación de un osciloscopio analizador del funcionamiento eléctrico y, si se trata de bancos contruidos especialmente para la experimentación, también un osciloscopio de observación de diagramas.

Pruebas de un motor sobre el banco

Veamos ahora cómo se lleva a cabo el trabajo general de comprobación en un banco de pruebas para un motor que se ha dado por terminado en su preparación.

Este trabajo comporta dos operaciones, en cierto modo independientes, que vamos a considerar por separado. Estas operaciones son:

- Rodaje de adaptación.
- Pruebas sobre el banco.

Cuando se trata de estudiar un motor, como es el caso de la prueba de un motor transformado o un motor de nuevo diseño, los ensayos suelen ser más extensos y minuciosos con objeto de determinar, con la mayor precisión posible, cuál será su comportamiento a distintas velocidades y con diferentes regímenes de carga.

Dicho esto, pasemos a ver la parte práctica de la aplicación del motor al banco de pruebas.

Antes de comenzar a realizar las pruebas de potencia de un motor sobre el banco, es aconsejable efectuar primero un rodaje de unas tres o cuatro horas, a medios gases y carga limitada.

Tanto durante este ensayo como durante las pruebas de potencia que se realizarán posteriormente, los instrumentos de medición de que dispone el banco nos permitirán controlar el funcionamiento de los distintos sistemas del motor: Nos referimos a la refrigeración de la lubricación, a la alimentación de combustible, al comportamiento del sistema de encendido... y a detectar cualquier defecto de funcionamiento de estos sistemas. También a través del análisis de los gases de escape podremos añadir a nuestros conocimientos una nueva e importante información que nos proporcione datos sobre la buena composición de la combustión.

Una vez transcurrido el tiempo de rodaje previo, se deberá pasar a realizar las pruebas de potencia mediante las cuales pueden ser determinadas las curvas características del motor.

Las curvas características de un motor son aquellas que determinan los valores de potencia a cada régimen de giro, los valores del par motor y también las curvas de consumo, todo ello con valores adecuados a cada régimen de giro del motor.

En lo que respecta a las curvas características tenemos (fig. 5), la formación de un gráfico que comporta la presencia de las tres curvas características esenciales para el completo control del funcionamiento de un motor.

Para el conocimiento de estas curvas tenemos que actuar con el motor funcionando a plenos gases y a distintas velocidades. La velocidad y el par desarrollados se miden en el tacómetro y en el resultado del dinamómetro de freno, y la potencia se deduce en cada caso o bien por cálculo, o por la lectura de un indicador que los transforma en CV o kW, según el tipo de banco de pruebas de motores con el que se trabaje.

Por si esta conversión automática no existe en el banco de que disponemos, vamos a ver, seguidamente, las fórmulas que convienen a este tipo de cálculos de potencia.

Cálculo de la potencia

Conociendo el valor del par (M) y las revoluciones por minuto (rpm) a que éste se produce, la potencia (P) viene determinada por la siguiente y conocida fórmula, cuando se dan los datos de par en kg y el resultado en CV:

$$P = \frac{M \times \text{rpm}}{716} = \text{Resultado en CV}$$

Para conseguir estos mismos datos directamente en la nueva determinación de la potencia, el kW, y partiendo de unos valores de newtons, tales como el Nm, la fórmula será la siguiente:

$$P = \frac{M \times n}{9.550} = \text{resultado en kW}$$

Así, a la vista de los datos proporcionados por las curvas características indicadas en la misma figura 5, si sabemos que este motor nos está dando un valor de par de 21 kg a 3.665 r/m, podremos saber, por la fórmula, que está proporcionando una potencia de:

$$P = \frac{21 \times 3.665}{716} = 107,4 \text{ CV}$$

Si este mismo cálculo lo llevamos a cabo con unidades de newton/metro (Nm) tenemos que también a 3.665 r/m el valor del par será de 206 Nm (que equivale a 21 kg). Aplicando la segunda fórmula, tendremos:

$$P = \frac{206 \times 3,665}{9.550} = 79 \text{ CV}$$

Comoquiera que el kW es 1,36 veces un CV tendremos que los 79 kW multiplicados por 1,36, para convertirlos a unidades de CV, nos dará también 107,4 CV, cifra igual a la anterior.

Vemos también la manera de ir montando la curva característica de potencia partiendo de la curva de par que se irá formando a cada régimen de giro del motor probado.

Sobre el banco de nuevo

Cuando se estudie el comportamiento de un motor desde la observación a través de los aparatos indicadores del banco de pruebas, resulta necesario no solamente buscar los puntos de máxima potencia y de máximo par motor, sino realizar toda la curva con gran atención. Así, pues, se deberán determinar los valores no sólo a plenos gases sino también en las distintas condiciones de funcionamiento, es decir, a medios gases, a dos tercios, etc. De esta forma se obtendrá el total desarrollo de la curva y ello nos proporcionará una idea clara de la aparición de la potencia a lo largo de todos los estados del régimen de giro. Con el análisis de esta curva podremos tener un concepto más claro y verídico de lo que el motor es y de sus posibilidades en las competiciones.

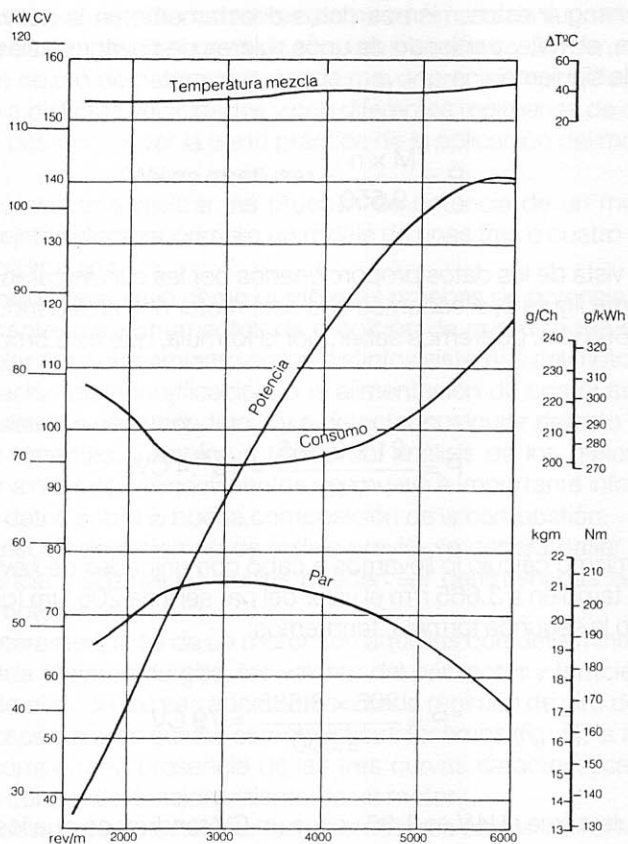


Figura 5. Conjunto de curvas características de un motor hipotético de dos litros en el que se ha realizado un buen trabajo de mejoramiento mecánico.

Al mismo tiempo es importante no olvidar que la curva de consumo nos puede dar buenas pistas sobre el comportamiento de la inyección y de la unidad electrónica de control en lo que respecta a la correcta combustión. Por lo tanto, la prueba de consumo debe realizarse con la atención que merece. El banco dispone de un dosificador de combustible que puede medir en un período de tiempo determinado y a cada régimen de giro, la cantidad consumida. Tiene en cuenta para ello la densidad y el tiempo con cuyos datos calcula el peso del combustible consumido por el número de CV (o de kW) entregados por el motor en una hora. La unidad con la que se mide este factor es la de g/CVh (gramos por caballo y hora) o bien g/kWh (gramos por kilovatio por hora).

Debemos hacer una última advertencia sobre las pruebas de potencia, par motor y consumo sobre el banco de pruebas llevadas a cabo cuando se trata de motores preparados para competición.

Es importante que el mecánico que haga la prueba no trate de engañarse a sí mismo sobre la bondad de los resultados. Por lo tanto, nunca se deberá ensayar el motor en condiciones más favorables que aquéllas en las que ha de trabajar realmente sobre la pista o en la competición a que se destina. Por lo tanto, el motor deberá estar provisto de sus correspondientes filtros de aire y con los tubos de escape y silenciosos correspondientes. De la misma forma, no deberá omitirse ninguno de los accesorios que el vehículo llevará en el motor, aunque éstos roben cantidades pequeñas, o no tan pequeñas y más importantes, de potencia.

Con lo dicho ponemos punto final no solamente a este capítulo sino también a todo el libro, esperando haber dado a quien se dedique a los trabajos de transformación y preparación de motores para competición las indicaciones y orientaciones básicas a partir de las cuales pueda lanzarse a proyectar y trabajar en busca de mayores prestaciones para un motor dado.

Como puede deducirse el ingenio y la capacidad para trabajar son las dos mejores herramientas para quien se dedique a este apasionante trabajo de experimentación.

Además hay que olvidarse del temor al fracaso y mantener siempre la constancia en el trabajo de búsqueda de nuevas soluciones para los problemas que constantemente se plantean durante la elaboración del motor. El estudio de las soluciones halladas o intentadas por otros profesionales, e incluso la audacia en la aplicación de nuestras ideas, han de ser los mayores alicientes para el desarrollo de nuestra labor como preparadores y para la satisfacción de haber realizado una obra bien meditada y bien realizada.